

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav konstruování a částí strojů



**Návrh stojanu míchadla s aplikací
pásové brzdy**

**Design of stirrer stand with belt
break application**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2020

Autor: Jiří TWARDZIK

Vedoucí práce: Ing. Zdeněk ČEŠPÍRO, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Twardzik** Jméno: **Jiří** Osobní číslo: **466554**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh stojanu míchadla s aplikací pásové brzdy

Název bakalářské práce anglicky:

Design of stirrer stand with belt brake application

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte rešerši na téma míchadel a jejich stojanů a použití pásové brzdy pro regulaci pohybu. Navrhněte konstrukci stojanu a pevnostně zkontrolujte důležité části konstrukce.

Seznam doporučené literatury:

Švec,V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. ČVUT Praha,1997

Švec,V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. ČVUT Praha,1999

Jančík,L., Zýma,J.: Části a mechanismy strojů. ČVUT Praha, 2004

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

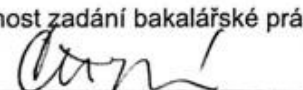
Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

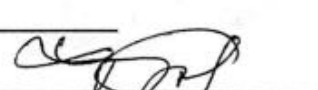
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

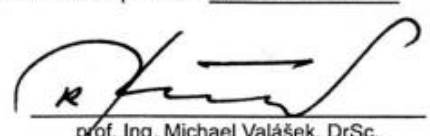
Datum zadání bakalářské práce: **23.10.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **16.1.2020**

Platnost zadání bakalářské práce:


Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce


Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

29.10.2019
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Anotační list

Jméno autora:	Jiří TWARDZIK
Název BP:	Návrh stojanu míchadla s aplikací pásové brzdy
Anglický název:	Design of stirrer stand with belt break application
Rok:	2020
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojího inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Zdeněk ČEŠPÍRO, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 61
	počet obrázků 42
	počet tabulek 2
	počet grafů 4
	počet příloh 14
Klíčová slova:	míchadlo, stojan míchadla, malta, brzda, pásová brzda, řemen, plochý řemen
Keywords:	stirrer, stirrer stand, mortar, break, belt break, belt, flat belt
Abstrakt:	Cílem této bakalářské práce je sestavení návrhu stojanu pro míchadlo malty. Práce obsahuje řešení na témata míchání maltových směsí, brzd a řemenů. Návrh je podložen návrhovými a pevnostními výpočty.
Abstract:	Goal of this bachelor thesis is designing prototype of stirrer stand for mortar mixer. Thesis contains research on topics: mixing mortar mixtures, breaks and belts. Design is based on design and strength calculations.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma „Návrh stojanu míchadla s aplikací pásové brzdy“ vypracoval pod vedením vedoucího samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, které jsem uvedl v seznamu literatury na konci bakalářské práce.

V Praze, dne 10.1.2020

TWARDZIK Jiří

Poděkování

Na úvod bych rád poděkoval panu Ing. Zdeňkovi Češpírovi, Ph.D. za vedení mé bakalářské práce a jeho podnětné technické připomínky, rady při konzultacích. Dále bych chtěl celé rodině za trpělivost a podporu.

Obsah

1. Úvod.....	8
2. Míchání stavebních směsí	9
2.1 Velké objemy	9
2.2 Malé objemy	10
3. Brzdy pro průmyslové aplikace.....	11
3.1 Pásová brzda	11
3.2 Bubnová brzda	12
3.3 Kotoučová brzda.....	13
4. Řemeny a řemenice	13
4.1 Řemenové převody	13
4.2 Druhy řemenů a jejich materiály	14
4.2.1 Ploché řemeny.....	14
4.2.2 Klínové řemeny	15
4.2.3 Další typy řemenů.....	15
4.3 Konstrukce řemenic	16
5. Návrh stojanu míchadla.....	18
5.1 Popis principu promíchávání malty s ručním míchadlem.....	18
5.2 Popis návrhu konstrukce stojanu	19
5.3 Návrh pásové brzdy	23
5.3.1 Analýza třecího mechanismu	23
5.3.2 Mechanika třecího mechanismu	24
5.3.3 Návrh řemene	27
5.3.4 Kontrola napětí v řemeni	28
5.4 Návrh pružiny v ovládání	29
5.5 Návrh ovládání zdvihu ramene	31
6. Kontrolní výpočty	33
6.1 Kontrola ohybových napětí ve vertikálním rameni.....	33
6.1.1 Výpočet ohybového momentu	33

6.1.2 Výpočet ohybového napětí průřezu A.....	34
6.1.3 Výpočet ohybového napětí průřezu B.....	36
6.1.4 Výpočet ohybového napětí průřezu C	36
6.1.5 Zhodnocení ohybových napětí	37
6.2 Kontrola svařence základny	38
6.2.1 Návrh zatížení	38
6.2.2 Zjednodušení dílu	39
6.2.3 Nastavení materiálu	39
6.2.4 Nastavení simulace	40
6.2.5 Výsledky simulace.....	41
6.2.6 Zhodnocení výsledku simulace zatížení rámu.....	45
6.3 Kontrola napínacího šroubu.....	45
6.3.1 Návrh zatížení	46
6.3.2 Zjednodušení dílu	46
6.3.3 Nastavení materiálu	46
6.3.4 Nastavení simulace	46
6.3.5 Výsledky a zhodnocení simulace	47
7. Zhodnocení návrhu	49
8. Závěr.....	51
Seznam použitých symbolů	53
Seznam použitých zdrojů	56
Seznam obrázků	59
Seznam grafů	60
Seznam tabulek	60
Seznam příloh	60

1. Úvod

Pro svou bakalářskou práci jsem si vybral návrh stojanu míchadla. Nápad vzešel z praxe. Pomáhal jsem na stavbě rekonstrukce vozovky. Šlo o opravu pokleslých revizních šachet kanalizace. Práce se skládá z mnoha



Obrázek 1: Stojan FESTOOL [20]

činností a jednou z nich je míchání směsi malty s pískem a vodou. Tato činnost se může provádět různým nářadím. Měl jsem k dispozici dvou-vřetenové míchadlo firmy Festool. Činnost jako taková není příliš náročná, jen míchadlo (7,3 kg) je potřeba držet oběma rukama a směřovat jej v kbelíku tak, aby se maltová směs s vodou dokonale promíchali a vytvořili homogenní směs požadované konzistence. Přípravu materiálu (maltové směsi) většinou na stavbě provádí

jeden zaměstnanec a v případě, že potřebuje v průběhu míchání upravit konzistenci hmoty (doplnění vody nebo malty), musí míchadlo zastavit a odložit. Protože se jedná o rychle tuhnoucí materiál, je tento úkon ztrátovým časem a může dojít k znehodnocení materiálu.

Na základě této zkušenosti, jsem hledal možnost, jak by se tato činnost pracovníkům dala usnadnit. Výrobce míchadel nabízí pro své produkty stojan. Princip fungování stojanu na základě zkušenosti mi nepřipadal optimální a rozhodl jsem se, že udělám vlastní návrh stojanu pro zjednodušení a zefektivnění práce.

Dal jsem si za cíl vytvořit stojan, který bude mít snadnější a intuitivnější obsluhu, hlavně při zvedání míchadla z kbelíku. Dalšími kritérii pro výslednou konstrukci stojanu je snadná manipulace při jeho přemísťování a také



Obrázek 2: Míchadlo MX 1600/2 EQ DUO a MX 1600 E EF HS3R [21,22]

požadavek na skladnost, tedy aby stojan zabíral co nejmenší prostor při jeho transportu a skladování. Konstrukce musí být bytelná (pevná a stabilní), aby odolala práci na staveništi, ale zároveň lehká, pro snadnější manipulaci. Funkce celku (míchadla + stojanu), by měla zajišťovat co nejlepší promíchání a minimální námahu pro obsluhu. Stojan by měl být zároveň použitelný pro jedno-vřetenová a dvou-vřetenová míchadla výrobce Festool. [14]

2. Míchání stavebních směsí

Na trhu existuje celá řada různých druhů míchaček a míchadel. Vždy záleží na několika kritériích, které určují vhodnost míchací technologie. Těmito kritérii jsou například potřebný objem a doba zpracovatelnosti směsi. Směsi se od sebe také mohou zásadně lišit velikostí tuhých částí. Do betonu se obvykle používá štěrk, který vytváří hrubou směs. Malty jsou směsí písku, vody a pojiva.

2.1 Velké objemy

Pro velké objemy jako například základy budov, věnců střech apod., je vhodnější použití velkoobjemového autodomíhače. Tyto vozy s nádobami přepravují beton o objemu od 4 m^3 až do objemu 15 m^3 . Mohou být vybaveny čerpadlem a dopravit tak beton do vzdálenosti přesahující 10 metrů od domíhačky a do výšky přesahující 10 metrů nad domíhačku. Jednotlivé rozměry závisí na výrobci, modelu a jeho konstrukci. Tyto prostředky slouží k transportu betonu z betonárky na stavbu. Během převozu beton neustále promíchávají, aby byla zajištěna jeho správná konzistence. [16]



Obrázek 3 Domíhač CIFA [23]

2.2 Malé objemy

Míchačky a míchadla se používají především na domácích stavbách nebo na stavbách, kde není potřeba použití velkého objemu malty nebo betonu. Na trhu se většinou objevují dva typy konstrukce tohoto nářadí.

Nejznámější jsou míchačky, které se skládají z bubnu se statickými lopatkami a elektromotoru. Buben je umístěn ve výšce trupu obsluhy a vyprazdňování tekutého média je většinou zajištěno naklopení nádoby pomocí kola. Tento typ míchaček váží okolo 50 kilogramů a pro snadnější manipulaci jsou opatřeny pojezdovými kolečky. Svými rozměry zabírají hodně místa, proto nejsou vhodné na časté přemísťování na nákladních vozech a dodávkách. [8]

Všestrannější alternativou pro míchání maltových směsí je ruční míchadlo. Lze si jej představit jako elektromotor, který pohání jedno nebo dvě vřetena s metlami. Většinou se vyrábí míchadla s dvouručním držením, ale je možné setkat se i s provedeními připomínající vrtačky. Používají se tak, že pracovník stojí vzpřímeně nad kbelíkem s míchaným médiem a míchadlem pohybuje tak, aby zajistil rovnoměrné promíchání celého objemu nádoby. Míchadla je možné použít nejen na míchání malt a betonu, ale i na promíchávání barev, lepidel, tmelů nebo laků. [8]

Někteří výrobci nabízejí pro míchadla stojany, aby obsluha nemusela s míchadlem aktivně pohybovat a držet jej. Stojany jsou koncipované jako svislá ramena s podložkou na ustavení kbelíku s míchaným médiem. [8,11]

Pro ilustraci jsem si zvolil směs firmy Ergelit Trockemmörtel und Fuerst GmbH. ERGELIT FIX-35 je cementem vázaná ušlechtilá hmota, která se vyrábí v 25 kilogramových baleních. Pro její správnou zpracovatelnost výrobce uvádí dobu míchání míchačkou s nuceným oběhem a množstvím vody na balení. Dále výrobce uvádí, že by příprava hmoty měla být na místě zpracování a aplikována na navlhčený povrch. [15]

3. Brzdy pro průmyslové aplikace

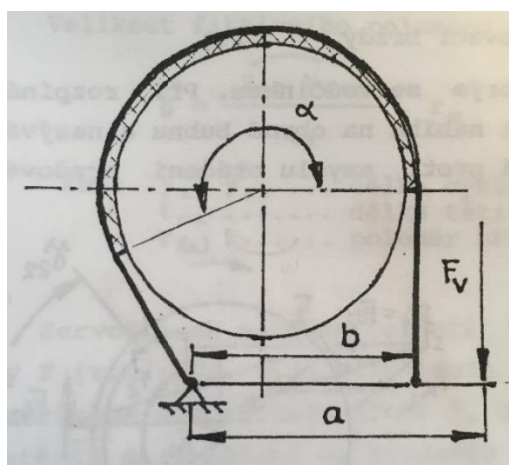
3.1 Pásová brzda

Pásová brzda je typ brzdy, který se vyznačuje především jednoduchou konstrukcí. Je složena z ocelového válce, na který doléhá brzdný pás z oceli s brzdovým obložením. Brzda pro využití v dopravních vozidlech je konstruována podobně jako na obrázku 4. Při této konfiguraci je možné brzdný moment vyjádřit vztahem:

$$M_B = \frac{F_v \cdot a}{b} \cdot r_B \cdot (e^{\mu \alpha}) \quad (1)$$

kde α je úhel opásání a μ součinitel tření mezi brzdným obložením a ocelovým válcem. Vztah vychází z Eulerova vztahu pro pohyb vlákna po drsné ploše.

Mezi výhody pásové brzdy patří především jednoduchá konstrukce, malá výslednice radiálních sil a malá ovládací síla, daná servoúčinkem. Nevýhodou pásových brzd jsou ztráty při rozpojeném stavu. Ztráty v rozpojeném

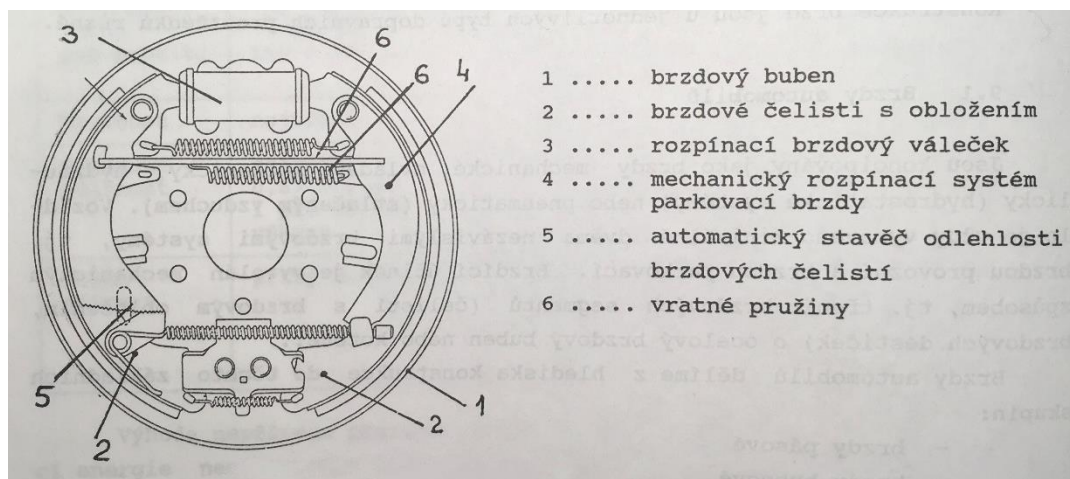


Obrázek 4 Pásová brzda [24]

stavu se dají kompenzovat systémem pružin, které odtahují pás od válce. Další nevýhodou je malý odvod tepla, proto se tento typ brzd využívá jako brzdy parkovací. [1,4]

3.2 Bubnová brzda

Oproti pásové brzdě je mechanická bubnová brzda konstrukčně mnohem složitější. Je složena z pěti základních částí: brzdový buben (1), brzdové čelisti s obložením (2), rozpínací mechanismus (3), automatický stavěč odlehlosti brzdových čelistí (4) a mechanický systém parkovací brzdy (5).



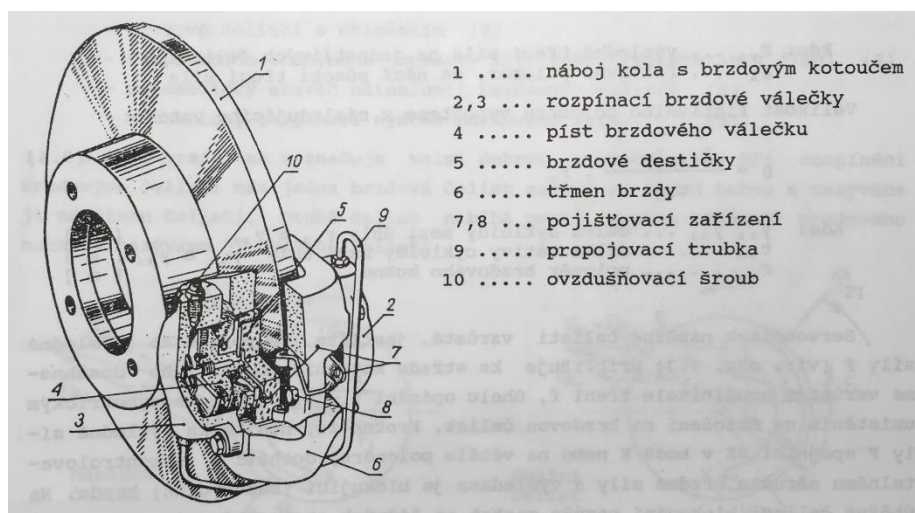
Obrázek 5 Bubnová brzda [25]

Brzda má dobrý posilovací účinek a oproti pásové brzdě může být použita i jako provozní brzda, protože má menší plochu obložení a lepší odvod tepla.

Čelisti jsou podle konfigurace, buď náběžné nebo úběžné. Náběžná čelist nabíhá po směru rotace a má lepší brzdový účinek. Oproti tomu úběžná čelist nabíhá v opačném směru a má horší brzdový účinek. Je možné zkonstruovat obě čelisti jako náběžné, ale v situaci otočení smyslu rotace, se obě čelisti stanou úběžnými čelistmi. [1]

3.3 Kotoučová brzda

Kotoučová brzda má nejmenší riziko přehřátí v porovnání s předchozími typy brzd, i přesto, že dokáže vyvinout větší brzdný účinek. Hlavní části brzdy jsou brzdný kotouč, který je pevně spojen s nábojem kola, brzdový třmen s hydraulickými písty, brzdové destičky a zařízení pojišťující vypadnutí brzdové destičky.



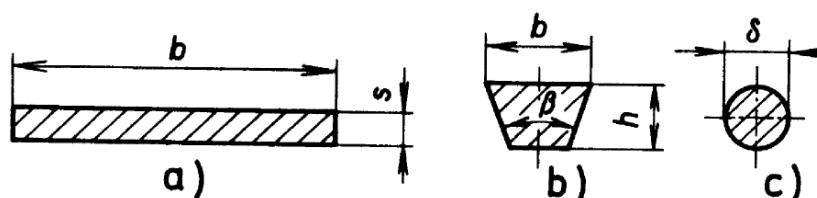
Obrázek 6 Kotoučová brzda [26]

Brzdové destičky jsou třmenovými pístky přitlačovány k brzdovému kotouči, generuje se tak teplo do kotouče a do destiček. Brzdy jsou nejčastěji ovládány hydraulicky nebo pneumaticky. [14]

4. Řemeny a řemenice

4.1 Řemenové převody

Řemenové převody slouží pro transformaci malých a středních výkonů. Přenos je nejčastěji uskutečněn mezi dvěma rovnoběžnými hřídeli s malými, středními i velkými osovými vzdálenostmi. Na hnacím i hnaném hřídeli jsou



Obrázek 7 Tvary profilů řemenu [27]

pevně uloženy řemenice a ty jsou propojeny řemenem, který pro svou správnou funkci musí být předepnut. Kinematická a silová vazba mezi řemenicemi a řemenem je realizována třecími silami. Mezi řemenicí a

řemenem dochází k mikropohybům – tzv. pružný skluz. Řemeny mají nejčastěji tvar profilu obdélníku (ploché řemeny), lichoběžníku (klínové řemeny) a kruhu (řemeny kruhové). [3,5,6]

Výhodami řemenových převodů jsou: přípustná velká obvodová rychlost, plynulý a tichý chod, tlumení rázů a kmitání, překlenutí i velkých osových vzdáleností spojených hřídelů, při přetížení mohou fungovat jako pojistná spojka, možnost pohánět několik hřídelů, nízké provozní i výrobní náklady a snadná údržba. Nevýhodami jsou: nestálý převodový poměr, ohybové zatížení hřídele a ložisek značnou napínací silou, napínací zařízení kompenzující plastické deformace v řemenu, citlivost na čistotu prostředí, vznik statické elektřiny mechanickým třením a nižší mechanická účinnost. [3,5,6]

4.2 Druhy řemenů a jejich materiály

4.2.1 Ploché řemeny

Ploché řemeny mohou být vyrobeny z těchto materiálů: hovězí kůže, textil, plast, pryž a ocel.

Kožené řemeny jsou vyrobené buď z chromité nebo tříslené usně. Řemeny z tříslené kůže jsou těžší, méně ohebné, méně pružné a méně pevné než z chromité usně. Jejich výhodou je nižší cena. Obecně kožené řemeny jsou odolné proti krátkodobému prokluzu bez vzniku poškození. Norma ČSN 79 4301 platná do roku 1992, platila pro výrobu, dodávání a zkoušení řemenů vyrobených z usně. Ploché usňové řemeny mají normalizované rozměry, ale je možné je vyrobit v jiných rozměrech podle potřeby zákazníka. Přípustnost vad je dána typem vady a rozsahem poškození. Pásky jsou vyráběny lepením, a to způsobem šikmým a přímým. Výsledný spoj se podle normy testuje. [3,5,7]

Pryžové řemeny jsou ohebnější než usňové a lze je proto použít u malých průměrů řemenic. Mohou být vyrobeny v libovolných šířkách a délkách. Vyztužují se tkanými pásky nebo provazci nebo ocelovými lanky. Povrch těchto vyztuží je zvenčí chráněn oprýžovanou tkaninou. Používají se i do vlhkého prашného prostředí a jsou vhodné pro nárazové zatížení. [3]

Řemeny vyrobené z textilní příze jsou různého složení, např. z bavlny, vlny, konopí, velbloudí srsti, hedvábí nebo silonu. Jsou lehké, a proto snášejí

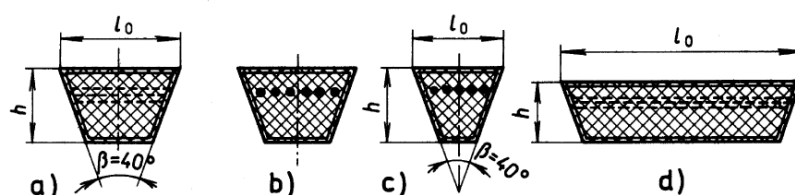
vysoké rychlosti. Jsou vhodné do vyšších teplot (až 80 °C), mají však kratší životnost. [3]

Plastové řemeny jsou vyztuženy textilními vložkami a také zvládají vysoké obvodové rychlosti. Mají vysokou pevnost a umožňují tak kompaktnější rozměry převodového ústrojí. [3,5]

Další skupinou materiálů je ocel, která pásu zajišťuje nejvyšší pevnost. Pás se obkládá tkaninou nebo korkem. Pro svou vysokou hmotnost a tuhost je pás používán pro dopravníkové pásy a dopravníky. [3,5]

4.2.2 Klínové řemeny

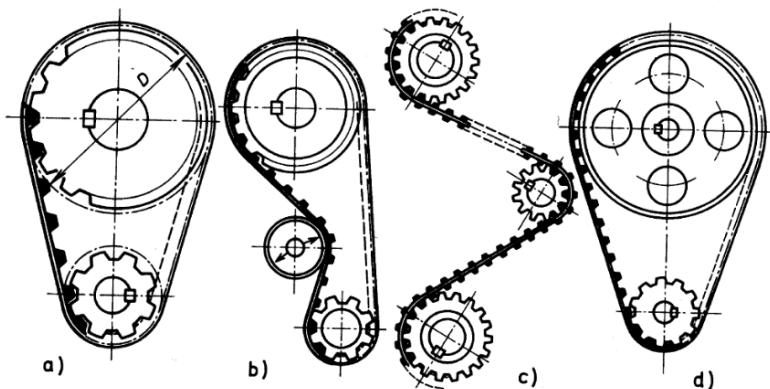
Klínové řemeny mají profil tvaru lichoběžníku. Jsou vyztuženy několika vrstvami textilní výztuže (tzv. kordové řemeny) nebo provazci v jedné vrstvě. Provazce bývají vyrobeny ze silonu nebo nylonu nebo ocelového lanka. Jako výplňový materiál je použita pryž. Proti mechanickým a chemickým poškozením je řemen chráněn textilním obalem impregnovaným pryží. Jsou normalizovány dva druhy průřezů. Klasický průřez má poměr šířky k výšce 1,6. Úzký řemen je rozdělen dále na čtyři velikosti průřezů. [3,5]



Obrázek 8 Typy klínových řemenů [28]

4.2.3 Další typy řemenů

Dále se vyrábějí řemeny se zuby na užší straně lichoběžníkového průřezu nebo na obou stranách. Svým tvarem zajišťují stálý převodový poměr, protože přenos výkonu je přenášen opřením.



Obrázek 9 Ozubené řemeny [29]

Jiným typem je drážkový klínový řemen, který se ohybovými vlastnostmi přibližuje plochému řemenu. Přenos výkonu třením probíhá především na šikmých plochách, a proto řemen nemusí být napínán tak velkou silou. Díky tvaru řemenu může být šířka řemenice pro drážkový řemen menší než řemenice pro klínový řemen při přenosu stejného výkonu. [3,5]

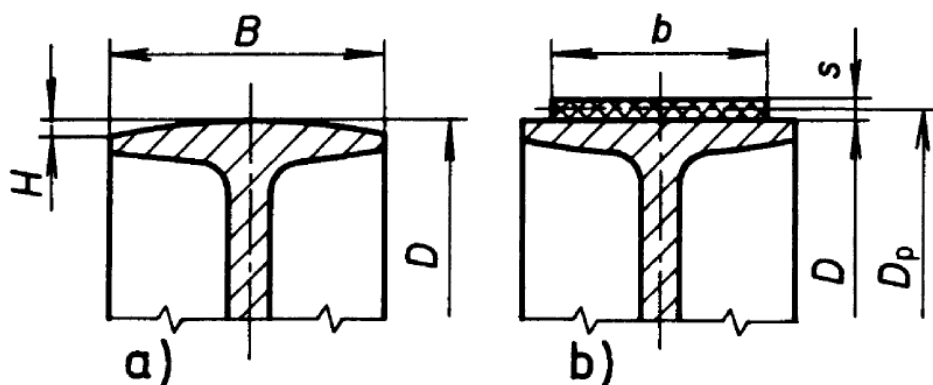


Obrázek 10 Drážkový řemen [30]

Kruhové řemeny jsou vyrobeny z pásků tříslené kůže nebo u větších průměrů svinuty z chromité kůže nebo pryže vyztužené konopným provazcem. Kruhové řemeny jsou vhodné k přenosu malých výkonů na malé osové vzdálenosti. [3,5]

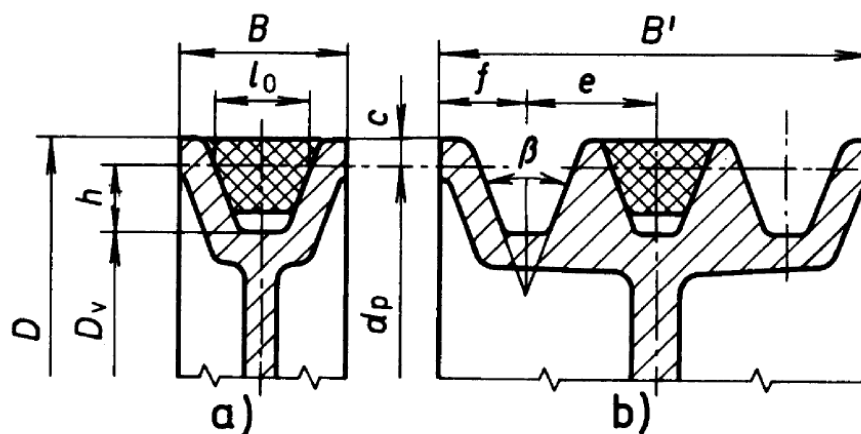
4.3 Konstrukce řemenic

Řemenice plochých řemenů mají většinou pracovní plochu vřece sudovitého tvaru. Válcová funkční plocha se používá u volných řemenic. Rozměry řemenic určuje norma ČSN 02 3177, která uvádí i maximální točivé momenty, které může řemenice přenášet. [3,5]



Obrázek 11 Tvary řemenic plochých řemenů [31]

Tvar řemenice pro klínové řemeny jsou obvykle jedno nebo více drážkové. Drážky jsou tvaru rovnoramenného lichoběžníku a jejich rozměry mají normu ČSN 02 3180. [3,5]



Obrázek 12 Řemenice pro klínové řemeny [32]

Je kladen velký důraz na kvalitu povrchu funkčních ploch, aby při pružném skluzu řemene po řemenici nedocházelo k odírání styčných ploch řemene. Řemenice plochého řemene může být opatřena zvýšeným okrajem, který brání sklouznutí řemene. [3,5]

5. Návrh stojanu míchadla

5.1 Popis principu promíchávání malty s ručním míchadlem

Cílem každého míchání je vždy získat homogenní směs dvou a více rozdílných látek. K vytvoření kvalitní malty je zapotřebí spojit spolu s vodou i předem připravenou suchou směs malty balenou v pytlích. Když jsem tuto směs, tedy maltu připravoval, neznal jsem přesný poměr látek, a proto jsem jejich poměry v kbelíku upravoval na základě vizuální kontroly. Když byla hmota příliš drolivá (suchá), přilil jsem k ní trochu vody z odměrného válce, naopak když byla hmota řídká, přisypal jsem do ní malé množství sypké směsi, abych získal požadovanou konzistenci. Pokud tuto činnost vykonávají dva pracovníci není obtížné během míchání přisypat do kbelíku maltu nebo přilít malé množství vody, pokud ale tuto činnost vykonává pouze jeden pracovník musí poměrně často míchání přerušovat a provádět obě činnosti odděleně. Kromě dolévání vody a dosypávání směsi musí zároveň stále přidržovat míchadlo. Proto je namístě vyřešit stálé držení míchadla v kbelíku.

Při míchání jsem nejčastěji pohyboval míchadlem v kruhových trajektoriích po okrajích kbelíku, abych dosáhl promíchání směsi na všech místech. U toho jsem vyzníval, že pokud kbelík nebyl příliš těžký a bylo v něm málo malty, měl tendenci se roztočit. Tato skutečnost mě vedla k nápadu na umístění kbelíku na rotační desku k docílení promíchávání směsi ve všech místech nádoby. V mém případě jsem pracoval s dvou-vřetenovým míchadlem, jehož metly se pohybují proti sobě. Nesouhlasný pohyb vřeten neutralizuje kroutící moment, který by jedno-vřetenové míchadlo přeneslo do rukou obsluhy. Pro jsem došel k závěru, že když kbelík může roztočit dvou-vřetenové míchadlo, jedno-vřetenové míchadlo roztočí kbelík ještě snadněji. Tím pádem vzniká potřeba technického řešení regulace otáček rotační desky s kbelíkem nebo systém brzdění rotační desky.

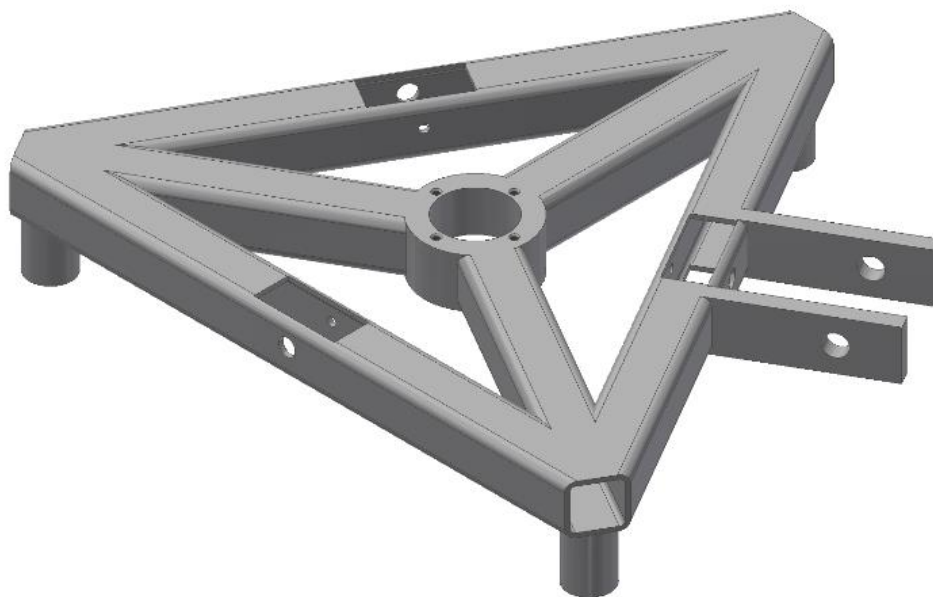
Umístění míchadla musí být takové, aby co nejlépe roztočilo kbelík. V případě jedno-vřetenového míchadla poloha není příliš podstatná, protože kbelík je přímo poháněn pohybem média od jednoho momentu z metly. V případě využití dvou-vřetenového míchadla s protiběžnými vřeteny je situace složitější, protože metly běžící proti sobě redukuje výsledný moment.

Tudíž kbelík bude poháněn jen z pohybu média. Rovina mezi osami vřeten musí být umístěna co nejdále od osy rotace kbelíku, aby byl výsledný moment co nejvyšší.

Po těchto poznatcích jsem začal vytvářet návrh, který popisuji v následující podkapitole.

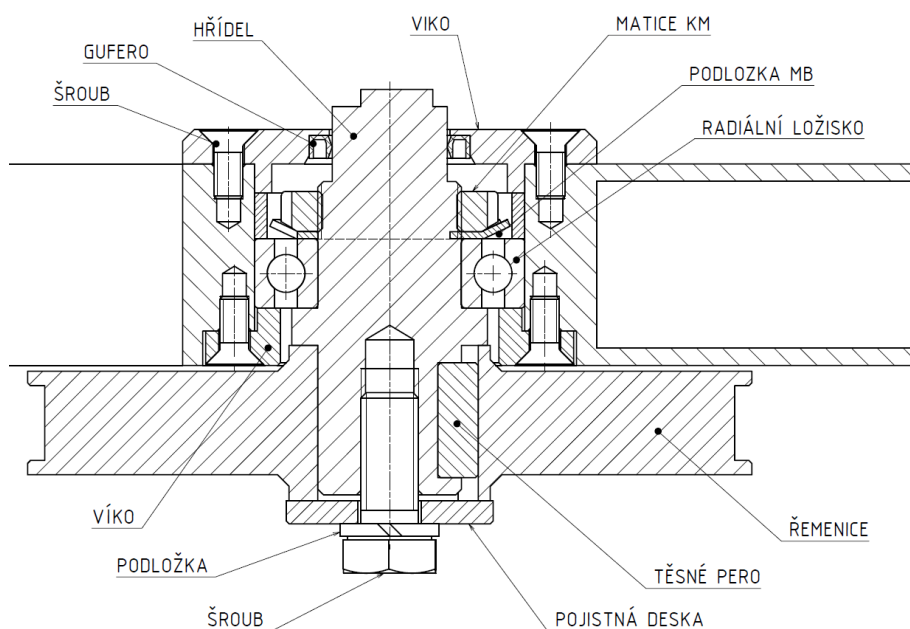
5.2 Popis návrhu konstrukce stojanu

Konstrukci jsem začal vytvářet od rámu základny, který drží kbelík, desku, hřídel a brzdu. Původně jsem základnu navrhoval jako čtyřnohý rám, ale k zajištění stability na nerovných površích, jako jsou silnice, krajnice a chodníky, jsem nakonec zvolil trojnohou konstrukci. Zároveň se tím-to rozhodnutím docílilo snížení hmotnosti a zlevnění konstrukce. Konstrukce je z větší části složena z čtvercových trubek a kruhových trubek, které tvoří nohy základny. Centrální část je vyrobena z obrobeného válce. Jako materiál jsem pro první návrh zvolil obyčejnou ocel 11 373, která je dobře svařitelná a je levná. Jiný materiál bych zvolil pouze tam, kde by došlo k riziku poškození. [17]



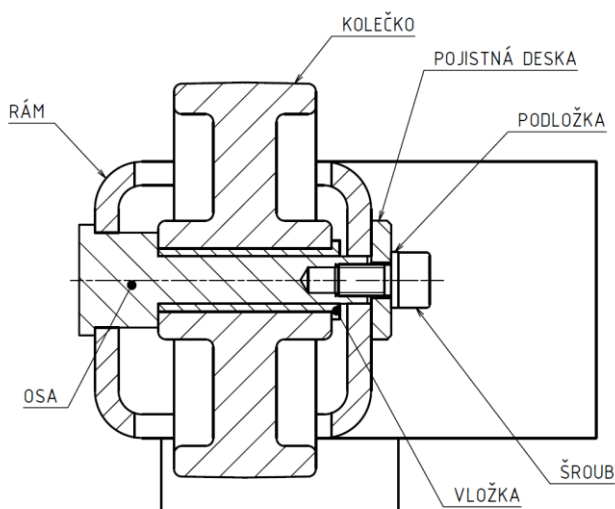
Obrázek 13 Rám základny

Důležitou částí rámu je válcovitý střed, který zajišťuje uložení hřídele. Na hřídel je položena deska s kbelíkem a pomocí tvarového spoje je přenášen krouticí moment na horní straně. Na straně druhé je uložena řemenice, která slouží jako brzdový válec pásové brzdy. Celá tato konstrukce je uložena v radiálním kuličkovém ložisku. To je na hřídeli pojištěno KM maticí a MB podložkou. V náboji je ložisko pojištěno víky a distančním kroužkem. Ložisko je vybaveno těsněním ze spodní strany. Z horní strany je celá hřídel zakrytovaná guferem. Uvedené řešení jsem zvolil proto, že shora předpokládám více znečištění z důvodu směru gravitace. Ze spodu se do soustavy bude dostávat pouze prach. Ložisko přenáší pouze radiální reakční síly.



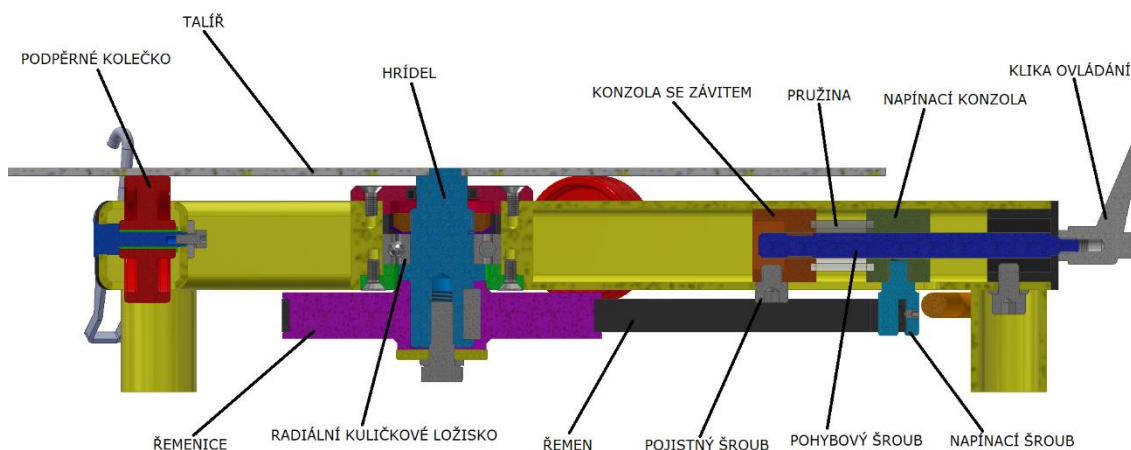
Obrázek 14 Řez náboje rámu

Axiální síly jsou zachyceny válečkovými rolnami rámu základny. Kolečka jsem osadil válečky z třetího plastu a nechal jim volný pohyb na ose v rozmezí mezi rámem a osy. Osu jsem pojistil pojistnou deskou se šroubem dle normy ČSN 02 2703.



Obrázek 15 Řez podpěrného kolečka

Další podstatnou částí rámu je brzda hřídele, respektive kbelíku s míchaným médiem. Snažil jsem se zkonstruovat co nejlevnější, konstrukčně jednoduchou a bytelnou brzdu. Nejsnadnějším způsobem brzdění je princip maření energie třením, u kterého se generuje teplo. K brzdění jsem netradičně zvolil tření mezi plochým řemenem a řemenicí. Vycházel jsem z toho, že talíř s kbelíkem se nebude otáčet vysokou rychlostí, jeho otáčky budou dosahovat okolo 20 – 30 ot./min. na základě rešerše jsem zvolil kožený řemen, protože je nejodolnější při prokluzu řemenice a má dobrý součinitel tření s ocelí. Dále bylo nutné navrhnout systém, kterým se bude



Obrázek 16 Řez sestavené základny

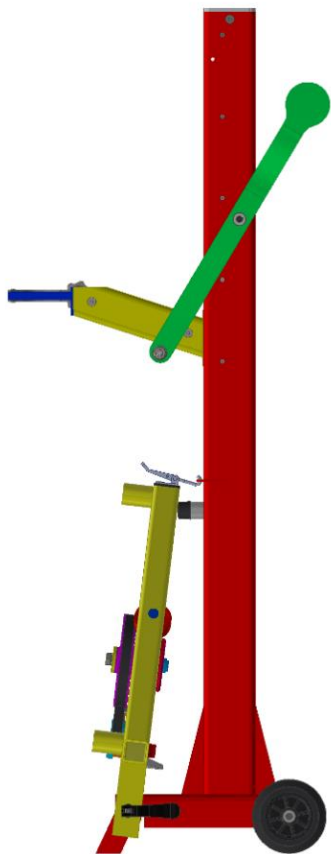
ovládat brzdny účinek brzdy. Na to jsem navrhl systém pohybového šroubu, pružiny a napínacího šroubu. Princip funkce je takový, že při otočení kliky šroubu dojde k posunu napínacího šroubu a zvětšení napínací síly. Pružina mezi oběma konzolemi, slouží jako převodovka, k lepšímu nastavení napínací síly. Pokud by byl napínací šroub přímo připojen k pohybovému šroubu, byla by napínána pouze řemenice, brzdny účinek by byl těžko přizpůsobitelný a otáčky kbelíku obtížně regulovatelné.

K ovládání jsem vytvořil také systém rychlého povolení brzdy. Rotační účinek míchadla na médium je na začátku promíchávání nerovnoměrný, hlavně pokud promíchává pouze vodu a nerozmíchaná směs malty je v jiné části kbelíku, než jsou metly. Proto jsem navrhl systém uvolnění brzdneho účinku, aby se obsluha nemusela sklánět ke klíče pohybového šroubu. Jde o jednoduché rameno přichycené do rámu a opírá se o napínací šroub. Při zastavení otáčení desky, obsluha nohou posune rameno proti šroubu, deformuje tím pružinu a sníží brzdny účinek. Po obnovení točení talíře

s kbelíkem je směs malty rovnoměrněji rozmístěna a obsluha pustí rameno a znovu tak obnoví brzdění pásovou brzdou.

Následně jsem navrhl svařenec vertikálního ramene, které tvoří základ držáku míchadla. Na svařenci jsou umístěna kolečka pro manipulaci na pracovišti. Jsou umístěna tak, že jsou ve stejné výšce se všemi podpěrnými nohami. Po složení stojanu kolečka slouží i jako podpěra proti převrácení a při naklopení slouží jako pojezdová kolečka. Kolečka jsou umístěna na jedné hřídeli, která je složena ze dvou částí. Je to proto, aby plech, ve který tvoří základnu pro svařenec byl vyztužen právě touto osou proti vyhnutí. Svařenec je se základnou spojen osou pojištěnou excentrickou pákou. Excentrický čep slouží k přitažení částí plechu a zvýšení třecí síly mezi plochami svařence a základny. Síla slouží jako pojištění proti pádu ramene při umístění míchadla. Excentrickou páku jsem zvolil z to důvodu, že zvýší předpětí ve šroubovém spoji. Zároveň je tato páka stálou součástí celku a při práci se nemusí demontovat a riskovat tak její ztráta.

Dále jsem navrhl horizontální rameno s lineárním vedením a pákovým ovládáním zdvihu. Pákové ovládání je v podstatě páka, která má na jedné



Obrázek 17 Složený stojan

straně madlo pro ruku obsluhy míchadla a na straně druhé rolnu, která podpírá vertikální rameno a odvaluje se po jeho spodní straně. Lineární vedení jsem umístil dovnitř profilu vertikálního ramene, abych mohl použít co nejkratší rameno ovládání a zároveň dosáhl co nejvyššího zdvihu. Kdybych použil vnější plochu profilu, překážela by mi osa ovládání a ovládal bych pouze pootočením o necelých 90°. Takhle jsem dosáhl rozsahu téměř 170°. Vedení je složeno ze dvou vodících lišt, každá se dvěma kontaktními plochami svírajícími mezi sebou úhel 45°, po nichž se odvalují čtyři rolny se stejným profilem. Rolna je uložena na ose, která je našroubovaná na konzole horizontálního ramena. Nároky na lineární vedení jsou především rozměrové a funkční, aby se vešly do uzavřeného profilu jāklu. Drážka pro zdvih ramene a míchadla slouží zároveň jako doraz horní a dolní úvrati a je

navržena tak, aby míchadlo bylo v kbelíku co nejnižší a při zvednutí se mohlo pohodlně manipulovat s nádobami s výškou okolo 30 centimetrů.

Míchadlo je v rameni přichyceno v koncové konzole, která je zasunuta do profilu horizontálního ramene, dotaženo pomocí upínky z plechu a přitaženo ovládací maticí. Kontaktní válec je v míchadle vyhotoven z kovu, jedná se místo, které je pro toto využití uzpůsobeno výrobcem.

Po ukončení prací se snadno sejme talíř z hřídele a umístí na místo uskladnění. Záměrem bylo dosáhnout co nejmenších manipulačních a skladovacích rozměrů. Stojan se po použití dá složit tak, že obsluha uvolní excentrickou páku, zvedne trojnožku k svařenci základny a zajistí stahovací sponu za ocelové očko na svařenci. O to, aby stojan při převozu negeneroval přílišný hluk, se stará deformace gumového silentbloku od předeprnutí stahovací sponou.

5.3 Návrh pásové brzdy

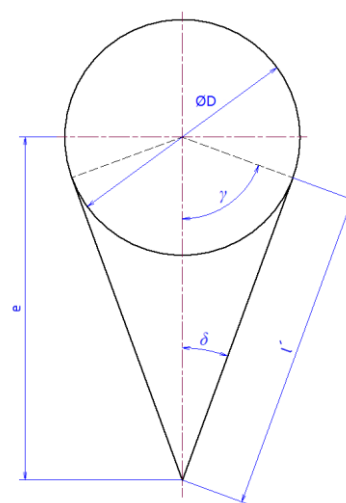
Při prvotní myšlence jsem vycházel z faktu, že nejsnadnější princip brzdění je využití tření. Je to princip, který mění mechanickou práci v teplo. Takto vzniklá energie je odvedena do okolního prostředí. K brzdění jsem se rozhodl zkonstruovat pásovou brzdou s plochým řemenem. Důvodem této volby byl fakt, že brzda bude provozována ve znečištěném a prašném prostředí. Dalším důležitým parametrem jsou výrobní náklady. U pásové brzdy je nejvíce opotřebováván řemen, který je ale nejlevnější součástí, je normalizovaný a při poškození nebo zničení pak, snadno vyměnitelný.

5.3.1 Analýza třecího mechanismu

Mechanismus se skládá ze tří členů: řemenice, pojistného šroubu a řemene, který obě předchozí části spojuje. Před výpočtem sil v mechanismu je nutné z navržených rozměrů spočítat úhly, které přímo ovlivňují funkci mechanismu. Vytvořil jsem zjednodušenou skicu, podle které jsem spočítal důležité rozměry.

Rozměry dané návrhem:

$$e = 165\text{mm}$$



Obrázek 18 Skica brzdy

$$D = 120\text{mm}$$

Vypočtené rozměry:

$$\gamma = \arccos\left(\frac{D}{2 \cdot e}\right) \doteq 68,67^\circ \quad (2)$$

$$\delta = \arcsin\left(\frac{D}{2 \cdot e}\right) \doteq 21,32^\circ \quad (3)$$

$$l' = \sqrt{e^2 - \left(\frac{D}{2}\right)^2} = 153,7\text{ mm} \quad (4)$$

$$l_{\text{orientační}} = 2 \cdot l' + D \cdot (\pi - \gamma) = 540\text{ mm} \quad (5)$$

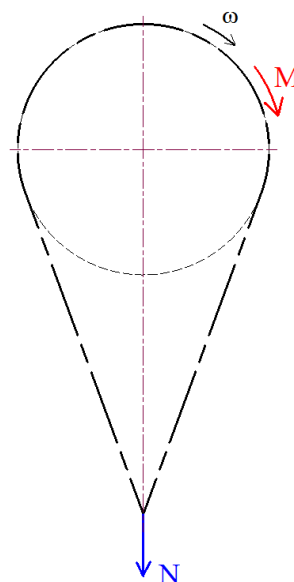
5.3.2 Mechanika třecího mechanismu

Brzda z pohledu mechaniky funguje, jako by se vlákno smýkalo po válcové ploše a vznikaly by dvě různě velké síly. Tyto síly mají mezi sebou vztah

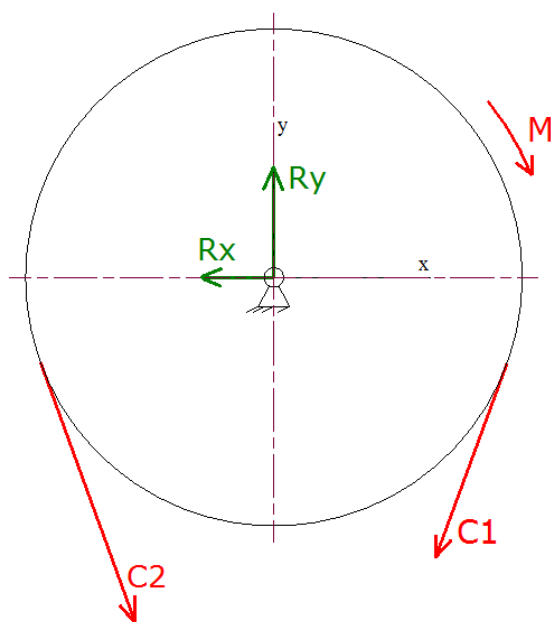
$$\frac{S_1}{S_2} = e^{\mu \cdot \beta} \quad (6)$$

kde β je úhel opásání a μ je koeficient tření mezi vláknem, v mém případě řemenem, a válcovou plochou, zde řemenicí. Ve vztahu vždy záleží na smyslu pohybu vlákna. [4]

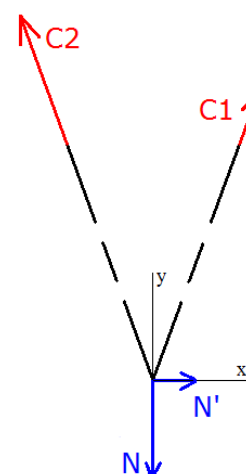
Prvním krokem výpočtu je uvolnění soustavy a vytvoření rovnic rovnováhy. Já jsem uvolnil pouze řemenici, šroub a řemen jsem nahradil silami, které přenáší. Uvolnění je zobrazeno na obrázcích 20 a 21.



Obrázek 19 Mechanická soustava



Obrázek 20 Uvolnění řemenice



Obrázek 21 Uvolnění šroubu

Statické rovnice pro řemenici:

$$x: -C_1 \cdot \sin \delta + C_2 \cdot \sin \delta - R_x = 0 \quad (7)$$

$$y: -C_1 \cdot \cos \delta - C_2 \cdot \cos \delta + R_y = 0 \quad (8)$$

$$M_0: M_M - \frac{C_1 \cdot D}{2} + \frac{C_2 \cdot D}{2} = 0 \quad (9)$$

Statické rovnice pro šroub:

$$x: C_1 \cdot \sin \delta - C_2 \cdot \sin \delta + N' = 0 \quad (10)$$

$$y: C_1 \cdot \cos \delta + C_2 \cdot \cos \delta - N = 0 \quad (11)$$

$$M_0: 0 = 0 \quad (12)$$

Vytvořil jsem šest rovnic rovnováhy, ale momentová rovnice pro šroub je lineárně závislá, a tudíž jsem získal 5 lineárně nezávislých rovnic a 6 neznámých. Abych mohl soustavu vypočítat, musel jsem ještě získat jednu rovnici, která vychází z Eulerova vztahu

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{\mu \cdot \beta} \quad (13)$$

která pro můj případ je ve tvaru

$$\frac{C_2}{C_1} = e^{\mu \cdot 2 \cdot (\pi - \gamma)} \quad (14)$$

Koeficienty α a δ v rovnicích jsem spočítal v kapitole 5.3.1 Analýza třecího mechanismu a koeficient tření mezi ocelí a koženým řemenem je $\mu = 0,4$. [3,4]

Jedinou známou hodnotou je moment M . Do výpočtu jsem vložil teoreticky nejvyšší moment, který může vzniknout při míchání. Vyšel jsem z toho, že jedno-vřetenové míchadlo vytváří větší moment než protiběžné dvou-vřetenové míchadlo. U výrobce jsem v technických listech nenašel hodnotu nejvyššího momentu, proto jsem ho určil z parametrů, které jsem našel. Nejvýkonnější míchadlo má tyto parametry: příkon $P_M = 1500 \text{ W}$ a minimální otáčky $n_{min} = 150 \text{ ot./min.}$ Vycházím z předpokladu, že při minimálních otáčkách bude míchadlo dávat nejvyšší moment a ten bude odpovídat příkonu míchadla. [13]

$$M_{max} = \frac{P_M}{\omega} = \frac{1500 \cdot 60}{2\pi \cdot 150} = 95,5 \text{ Nm} \quad (15)$$

Moment M_{max} je ve skutečnosti pouze teoretický moment na metle. Skutečný moment, který pohání kbelík a který brzdíme, je menší. Během míchání je jeho část spotřebována na pohyb míchaného média a promíchávání. Tento pohyb je obtížně popsatelný, proto jsem moment, který musím brzdit snížil na třetinu jeho maximální hodnoty

$$M_M = \frac{M_{max}}{3} = 31,83 \text{ Nm} \quad (16)$$

Dále jsem postupně upravoval rovnice a vypočítával jednotlivé hodnoty sil.

$$C_2 = \frac{M_M}{r \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{\mu \cdot 2 \cdot (\pi - \gamma)}}\right)} = 672,67 \text{ N} \quad (17)$$

$$C_1 = \frac{S_2}{e^{\mu \cdot 2 \cdot (\pi - \gamma)}} = 142,15 \text{ N} \quad (18)$$

$$N = C_1 \cdot \cos \delta + C_2 \cdot \cos \delta = 759,03 \text{ N} \quad (19)$$

$$N' = -C_1 \cdot \sin \delta + C_2 \cdot \sin \delta = 296,30 \text{ N} \quad (20)$$

$$R_x = -C_1 \cdot \sin \delta + C_2 \cdot \sin \delta = 296,30 \text{ N} \quad (21)$$

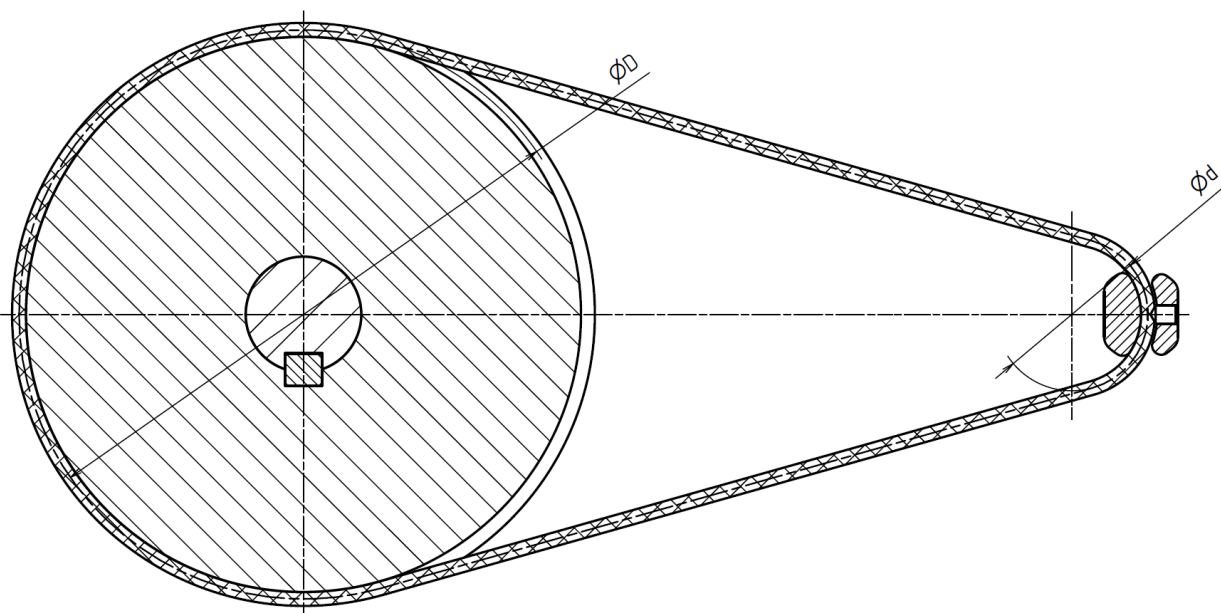
$$R_y = C_1 \cdot \cos \delta + C_2 \cdot \cos \delta = 759,03 \text{ N} \quad (22)$$

Výsledné síly reakcí R_x a R_y mají pro mne význam sil, které zatěžují hřídel ohybem při maximálním brzděném momentu. Síly S_1 a S_2 jsou síly, které vytváří tah v řemenu a jejich rozdíl vytváří brzděný moment. Dvojice sil N' a N jsou síly na šroub, který je stejně jako hřídel zatěžován ohybem. Síla N reprezentuje napínací sílu, proto podle ní budu navrhovat pružinu pro ovládání.

5.3.3 Návrh řemene

Návrh řemene podle ČSN 02 3111 pro klínový řemen je postaven na parametru otáček a přenášeného výkonu. Já v mém návrhu ani jednu hodnotu neznám a ani nijak nezměřím, proto jsem provedl návrh na základě rozměru z návrhu a materiálových vlastností jednotlivých řemenů. Protože řemenice bude stále prokluzovat na stejném místě řemenu, rozhodl jsem se pro kožený řemen. Ten má dobrou odolnost při prokluzu a v některých aplikacích se může jednat i o bezpečnostní prvek před přetížením poháněných strojů. [3]

Pro výpočet délky řemene jsem použil postup z normy ČSN 02 3111. Výpočet jsem si přizpůsobil, a to takovým způsobem, že místo výpočtového průměru jsem použil střední průměr, který odpovídá průměru řemenice a tloušťce řemene. Způsob výpočtu obhajuji tím, že se nejedná o klasickou aplikaci pro přenos výkonu. V mém případě bude osová vzdálenost proměnná, protože se bude měnit napínací síla a deformace v řemeni. [2]



Obrázek 22 Soustava řemenice řemen šroub

Mnou navržené rozměry:

střední průměr na řemenici $\varnothing D = 123 \text{ mm}$

střední průměr na šroubu $\varnothing d = 33 \text{ mm}$

osová vzdálenost $e = 165 \text{ mm}$

Délka řemenice se stanoví předběžným výpočtem a následně se zaokrouhlí na nejbližší normalizovaný rozměr. Vzorec pro předběžnou délku

$$L_v \approx 2e + 1,57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4e} = 587,19 \text{ mm} \quad (23)$$

Volím rozměr $L = 590 \text{ mm}$, protože je to nejbližší normalizovaný rozměr. Na základě této délky jsem dopočítal osovou vzdálenost podle vzorečku

$$e = 0,25 \cdot \left[\left(L - \pi \cdot \frac{D + d}{2} \right) + \sqrt{\left(L - \frac{D + d}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{D - d}{2} \right)^2} \right] \doteq 166,39 \text{ mm}. \quad (24)$$

Zvolil jsem řemen s rozměry 590/13 typu UUI 140, což je jednostranný řemen z chromité kůže. [2,10]

5.3.4 Kontrola napětí v řemeni

V řemenech převodů vznikají napětí, na kterém se podílí složka od předpětí, odstředivé síly a ohybového napětí od vnucené deformace. Pro případ pásové brzdy je složka napětí od odstředivé síly nulová, protože řemen je v klidu a pouze na něm prokluzuje řemenice. [3,5]

Parametry zvolené ho řemene 590/13 UUI 140 a pásové brzdy:

$$\varnothing D = 123 \text{ mm}$$

$$\varnothing d = 33 \text{ mm}$$

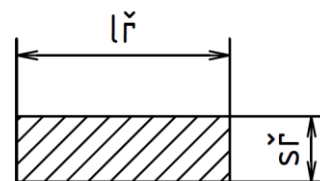
$$s_{\text{ř}} = 4 \text{ mm}$$

$$l_{\text{ř}} = 13 \text{ mm}$$

$$E_{\text{oř}} = 70 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{D\text{ř}} = 4 \text{ N/mm}^2$$

$$C_2 = 672,67 \text{ N}$$



Obrázek 23 Průřez řemene

Napětí od předpětí se spočte pouze ze vztahu nejvyšší síly a plochy průřezu řemene.

$$\sigma_{T\text{ř}} = \frac{C_2}{S_{\text{ř}}} = \frac{C_2}{s_{\text{ř}} \cdot l_{\text{ř}}} = 12,94 \text{ N/mm}^2 \quad (25)$$

Ohybová napětí ze zakřivení ploch řemenice a šroubu

$$\sigma_{ořd} = \frac{s_{ř}}{d + \frac{s_{ř}}{2}} E_o = 13,77 \text{ N/mm}^2 \quad (26)$$

$$\sigma_{ořD} = \frac{s_{ř}}{D + \frac{s_{ř}}{2}} E_o = 2,24 \text{ N/mm}^2 \quad (27)$$

Protože napětí od ohybu a tahu má stejnou orientaci je možné tyto dvě napětí sečíst získat tak maximální napětí při řemenici a šroubu

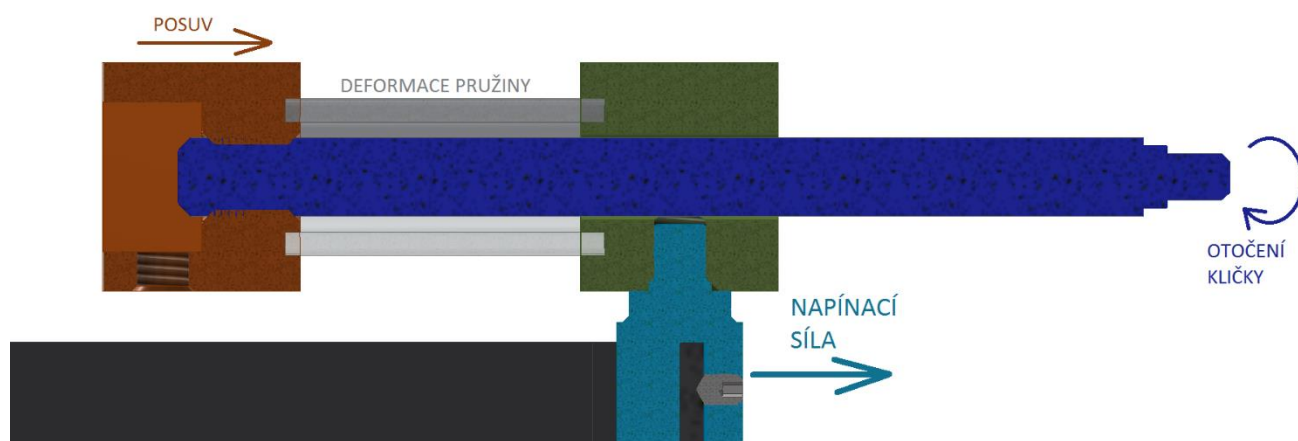
$$\sigma_{řdmax} = \sigma_{Tř} + \sigma_{ořd} = 26,77 \text{ N/mm}^2 \quad (28)$$

$$\sigma_{řDmax} = \sigma_{Tř} + \sigma_{ořD} = 15,18 \text{ N/mm}^2 \quad (29)$$

Nejvyšší napětí vzniká u malé řemenice a dovolenou hodnotu převyšuje 6,6krát. Pro zajištění menšího namáhání je nutné provést tyto kroky. Konstrukčně změnit uchycení na šroubu, nejlépe tak, aby řemen nebyl příliš ohýbán. Dále zvětšit průřez řemenice především jeho šířku $l_{ř}$, protože při zvětšení tloušťky $s_{ř}$, řemene bude růst ohybové napětí na řemenici. Jako nezbytné vidím zvětšení průměru velké řemenice, za cílem snížit ohybové napětí. Zároveň se tak docílí většího úhlu opásání a tím i menší napínací síly. V případě, že by řemenice dosáhla extrémních rozměrů, změnil bych konstrukci samotné brzdy, například tím, že bych řemenici konstruoval se spirálovitou drážkou a dosáhl bych tak většího úhlu opásání a nižší napínací síly. [3,5,10]

5.4 Návrh pružiny v ovládní

Jak jsem již popsal v kapitole 5.2 Návrh konstrukce stojanu, pružina funguje jako převodovka k jemnější regulaci napínací síly a tím i brzdného účinku. Pružinu jsem navrhoval podle omezených rozměrů průměrů, tak aby



Obrázek 24 Schéma ovládní napínací síly

se vešly do profilu nosníku (*maximální* $\varnothing 29 \text{ mm}$) a zároveň jejich vnitřní průměr nebyl menší než navržený pohybový šroub (šroub Tr10x1,5, stoupání závitu $P_h = 1,5$). Silový požadavek na pružinu je takový, že musí být schopná vygenerovat sílu napínací síly pro ubrzdění nejvyššího momentu. Tudíž na základě výpočtu z kapitoly 5.3.2 Návrh třecího mechanismu, musí být maximální síla v pružině alespoň 794 N. Zároveň by tuhost pružiny měla být co nejmenší, aby se brzdny moment dobře nastavoval. [2]

Na základě těchto požadavků jsem navrhl pružinu od firmy Hennlich s číslem 68/2/3. Vlastnosti pružiny jsou v tabulce. [18]

Citlivost změny brzdného momentu je vyjádřena diferenciální rovnicí

$$dM_B = 2\pi \cdot P_h \cdot R \cdot K \cdot d\varphi \quad (30)$$

kde P_h je stoupání závitu, R je tuhost pružiny, dM_B změna brzdného momentu, K je koeficient lineární interpolace závislosti brzdného momentu na napínací síle a $d\varphi$ je otočení kliky ovládání. Po integraci a vyčíslení je změna na otáčku rovna

$$\begin{aligned} M &= \int_0^{2\pi} P_h \cdot K \cdot \frac{1}{R} \cdot d\varphi = \\ &= \int_0^{2\pi} 1,5 \cdot 0,042 \cdot 19,66 \cdot d\varphi = 2\pi \cdot 1,5 \cdot 19,66 \cdot 0,042 = \\ &= 7,78 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (31)$$

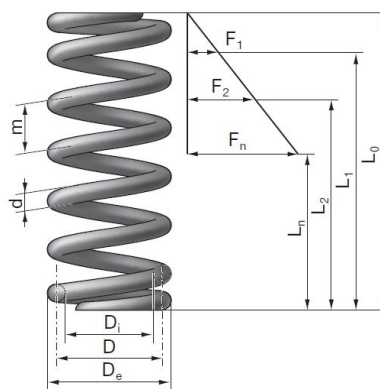
Tabulka 1 Parametry zvolené pružiny [18]

d [mm]	D _e [mm]	D [mm]	D _i [mm]	L ₀ [mm]	n	D _d [mm]	D _h [mm]	R [N/mm]	s _n [mm]	L _n [mm]	F _n [N]	M [g]	Číslo zboží	▼▼▼	▶◀
4,0	29,0	25,0	21,0	89,5	8,5			19,66	43,4	46,1	853,9	81,91	68/2/3	+	+

Symbole v tabulce

▼▼▼ Broušený koncový závit

▶◀ Bezpečné proti vybočení



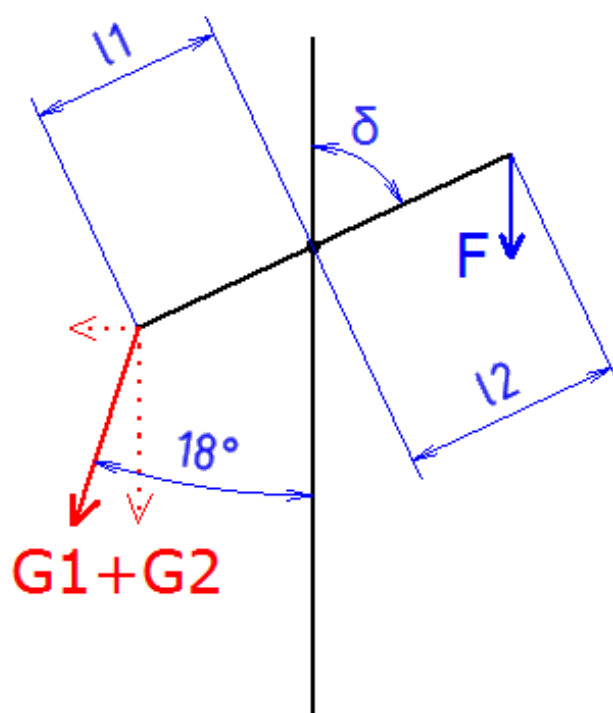
Obrázek 25 Schéma pružiny a jejích veličin [18]

Tato hodnota platí při předpokladu, že řemen, hřídel řemenice a šroub jsou absolutně tuhé. Je to zatím jen ilustrativní návrh a vše by mělo být

otestováno. V případě nutnosti změny je nejlevnější vyměnit pružinu. Dražším řešením by mohl být nový hřídel s jiným stoupáním závitu.

5.5 Návrh ovládání zdvihu ramene

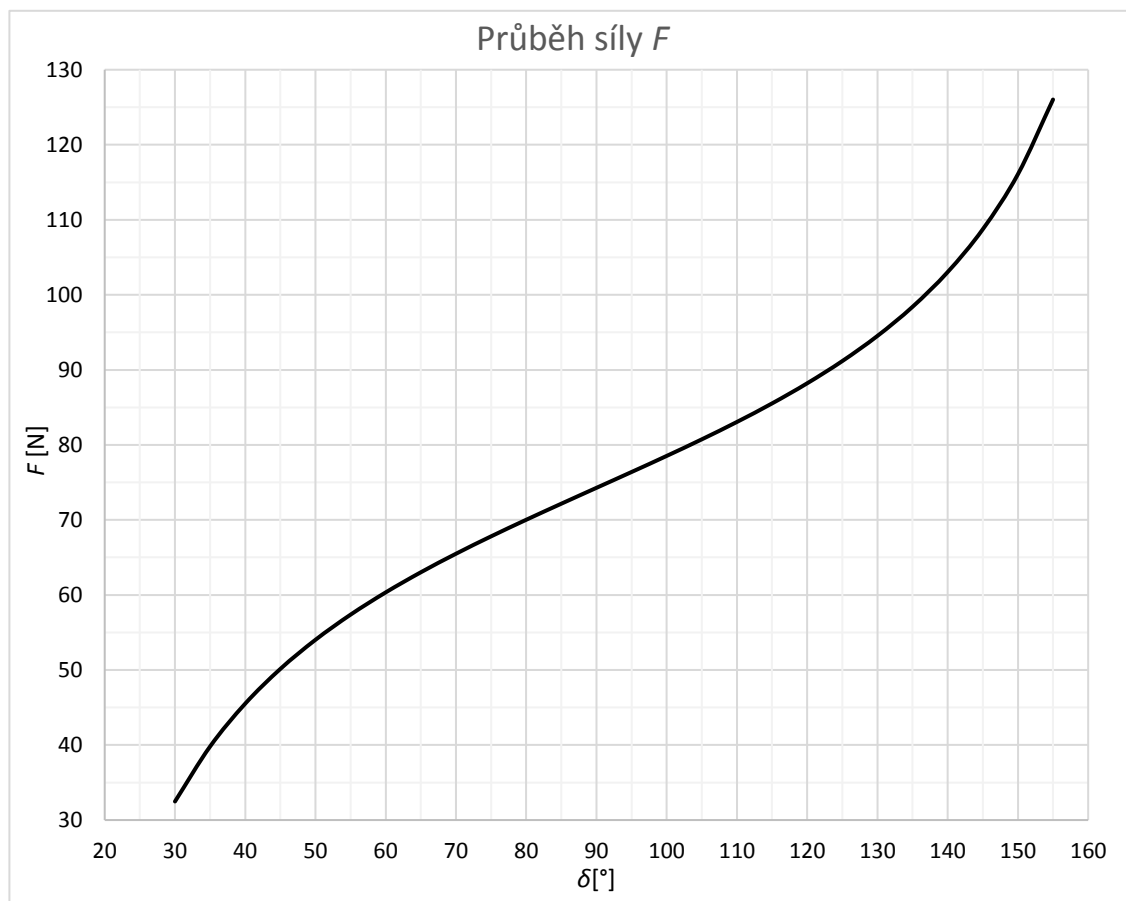
K ovládání výšky zdvihu jsem navrhl páku, kterou obsluha ovládá pouze jednou rukou. Proto jsem potřeboval získat představu jakou silou na madlo musí působit ruka pracovníka. Úlohu jsem zjednodušil na mechanicko-statický model pro jedno těleso, které je uloženo v rotační vazbě a je zatíženo jednoduchými silami od horizontálního ramene a ruky obsluhy. Síla od ramene je součtem tíhových sil a její směr je dán geometrií



Obrázek 26 Schéma pákového mechanismu

ramene $(G_1 + G_2) = 95,45 \text{ N}$, které svírá úhel mezi horizontálním ramenem 72° . Hodnoty $l_1 = 180 \text{ mm}$ a $l_2 = 210 \text{ mm}$ jsou pro mě známé z návrhu a úhel δ je proměnný úhel, kterým se ovládá výška zdvihu. Úhel δ je zároveň omezen, a to v intervalu $\delta \in (35^\circ; 155^\circ)$. [12] Na základě tohoto zadání jsem vytvořil momentovou rovnici v bodě rotace a vyjádřil sílu F

$$F = \frac{-(G_1 + G_2) \cdot l_1 \cdot (\sin 18^\circ \cdot \cos \delta + \cos 18^\circ \cdot \sin \delta)}{l_2 \cdot \sin \delta} \quad (32)$$

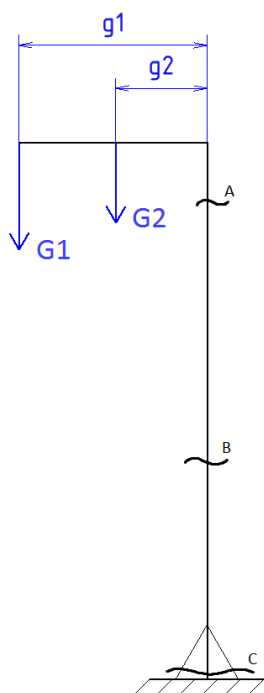
Graf 1 Průběh síly F

V grafu je vidět, že síla F nabývá maximální hodnoty při maximálním zvednutí a dosahuje téměř 13 kg. Výsledek je ovlivněn především tím, že předpokládám svislý směr působení síly a v maximální poloze je rameno x_2 nejmenší a proti tomu moment vzniklý z horizontální složky síly $G_1 + G_2$ je největší. Dá se předpokládat, že obsluha míchadla bude působit tak, aby si práci co nejvíce ulehčila, tudíž kolmo na rameno ovládaní. Do výpočtu jsem tuto úvahu nezahrnul, protože беру v potaz riziko převržení celého stojanu. Zároveň mám představu o tom, jak hmotné závaží bych mohl použít k ulehčení zdvihu. V tomto případě by strana madla mohla být až o dvě kila těžší než strana podpírající rameno.

6. Kontrolní výpočty

6.1 Kontrola ohybových napětí ve vertikálním rameni

Abych si ověřil správnost a funkčnost některých prvků konstrukce, udělal jsem pár pevnostních výpočtů. Na kontrolách a výpočtech jsme se domluvili s vedoucím bakalářské práce.



Obrázek 27 Schéma vertikálního ramene

Významným prvkem svařence věže je vertikální rameno, ve kterém je uloženo lineární vedení horizontálního ramene, které drží míchadlo. Celá konstrukce je zatížena obtížně definovatelným proměnným zatížením. Míchadlo zatěžuje svařenec svou tíhou, ale při míchání přenáší reakční síly a momenty různými směry a velikostmi. Proto celý výpočet zjednoduším pouze na statické zatížení nesoucí pouze hmotnost míchadla a sebe sama.

Konstrukci jsem si zjednodušil do tvaru křivého prutu. Protože horizontální rameno má neodpovídající mechanické vazby s jinými členy návrhu, je tato interpretace skutečnosti vhodná pouze pro řešení ohybu vertikálního ramene. Protože rameno má ve své délce nekonstantní průřez, je nutné jej řešit v několika bodech. Zvolil jsem proto body v místech A, B a C vyznačené na obrázku.

V místě A je průřez oslaben v místě pásnice. Toto oslabení slouží jako otvor pro lineární vedení horizontálního ramene. Oblast B reprezentuje oblast plného profilu jáklu 70x70x5. Průřez C je pata při plechu podstavu, která je vyztužena žebry. V této části je profil nekonstantní a rozhodl jsem se jej řešit na jeho maximální ploše v místě svaření s podstavou.

6.1.1 Výpočet ohybového momentu

Z technického listu jsem získal hmotnost míchadla, proto

$$G_1 = m_M \cdot g = 71,61 \text{ N} \quad (33)$$

a CAD software mi spočítal hmotnost ramene. Horizontální rameno je reprezentováno silou [12]

$$G_2 = m_R \cdot g = 23,84 \text{ N} \quad (34)$$

Délky ramen $g_1 = 311 \text{ mm}$ a $g_2 = 95 \text{ mm}$ jsem získal z CAD softwaru. Stanovil jsem velikost ohybového momentu vztahem

$$M_O = G_1 \cdot g_1 + G_2 \cdot g_2 = 71,61 \cdot 311 + 23,84 \cdot 95 = 24\,535,51 \text{ Nmm}. \quad (35)$$

6.1.2 Výpočet ohybového napětí průřezu A

Pro stanovení ohybových napětí profilů je nutné stanovit jejich ohybový modul. Pro jeho správný výpočet je nutné znát tyto vlastnosti profilu: těžiště průřezu x_T, y_T , kvadratický moment I_x a vzdálenost nejvzdálenějšího bodu od neutrální osy y_{MAX} .

Těžiště jsem vypočítal podle obrázku. Podle symetrie víme, že těžiště bude ležet na ose y a bude vzdáleno od osy x o hodnotu podle vzorce:

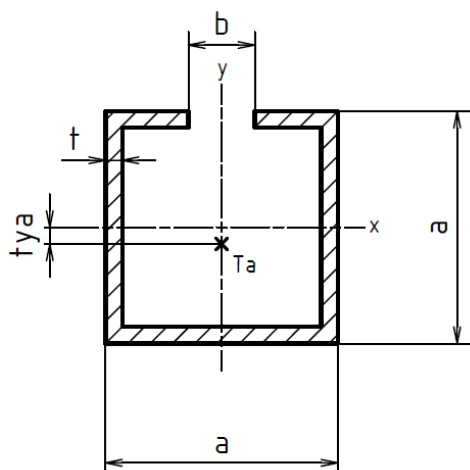
$$y_{TA} = \frac{-b \cdot t \left(\frac{a}{2} - \frac{t}{2} \right)}{a^2 - (a - 2t)^2 - b \cdot t} = -2,754 \text{ mm} \quad (36)$$

Pro výpočet kvadratického momentu nebylo možné využít strojnické tabulky s obecnými profily, musel jsem využít Steinerovu větu, která popisuje vztah mezi kvadratickými momenty předmětů a rovnoběžnými osami. Steinerova věta zní

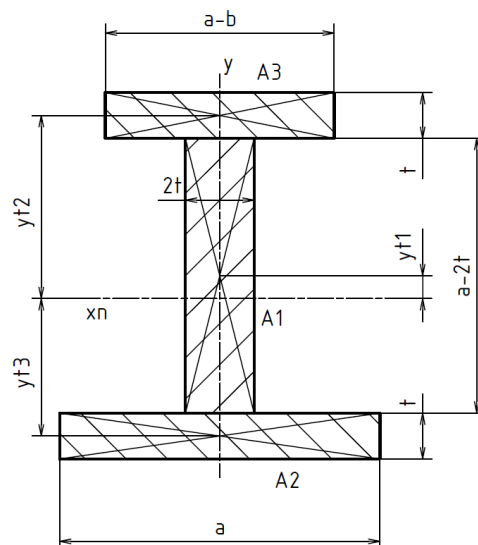
$$I = I_0 + S \cdot a^2 \quad (37)$$

kde I je kvadratický moment v libovolné vodorovné ose, I_0 je kvadratický moment pro osu procházející těžištěm, S je obsah plochy průřezu a a je vzdálenost rovnoběžných os.

Pro zjednodušení výpočtu jsem si tvar průřezu zjednodušil do tvaru



Obrázek 29 Průřez profilu v místě A



Obrázek 28 Zjednodušené schéma profilu A

podobnému písmenu „I“. Zachoval jsem tak jeho kvadratický moment a zároveň snížil počet obdélníků a jejich těžišť. Kvadratické moment jsem vypočetl podle vzorce:

$$I_{xA} = I_{xTA1} + S_{A1} \cdot y_{t1}^2 + I_{xTA2} + S_{A2} \cdot y_{t2}^2 + I_{xTA3} + S_{A3} \cdot y_{t3}^2 = 806\,302,1 \text{ mm}^4 \quad (38)$$

Nejvzdálenějším bodem od neutrální osy je

$$e_A = y_{t2} + \frac{t}{2} = 37,754 \text{ mm} \quad (39)$$

A výsledný ohybový modu se rovná

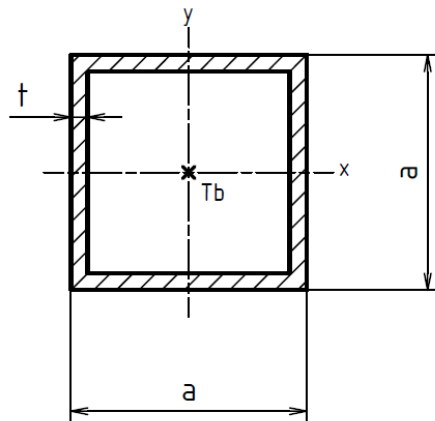
$$W_{oA} = \frac{I_{xA}}{e_A} = 21\,382,6 \text{ mm}^3 \quad (40)$$

Pro případ prostého ohybu se maximální ohybové napětí v průřezu rovná

$$\sigma_{oA} = \frac{M_o}{W_{oA}} = 1,148 \text{ N/mm}^2 \quad (41)$$

6.1.3 Výpočet ohybového napětí průřezu B

Průřez B je jednodušší a skládá se z celého profilu čtvercové trubky. Protože zanedbávám zaoblení hran profilu, je možné použít obecný vzorec pro výpočet kvadratického momentu ze Strojnických tabulek



Obrázek 30 Průřez profilu v místě B

$$I_{xB} = \frac{a^4 - (a - 2t)^4}{12} = 920\,833,3 \text{ mm}^4 \quad (42)$$

Ohybový modul se rovná

$$W_{oB} = \frac{I_{xB}}{e_B} = 26\,309,5 \text{ mm}^3. \quad (43)$$

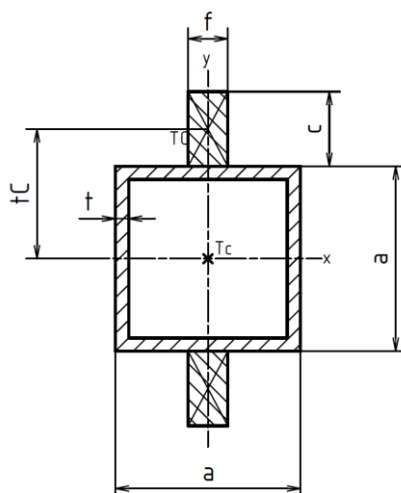
a ohybové napětí

$$\sigma_{oB} = \frac{M_o}{W_{oB}} = 0,932 \text{ N/mm}^2. \quad (44)$$

6.1.4 Výpočet ohybového napětí průřezu C

Průřez C je jednodušší a skládá z celého profilu tyče čtvercové a dvou symetricky umístěných žebířů. Délka žebířů se zmenšuje s přibývajícím výškou. Já jsem se rozhodl zkontrolovat ohybové napětí v místě přivařeném k podstavě svařence. Pro výpočet kvadratického průřezu jsem znovu využil Steinerovy věty

Obrázek 31 Průřez profilu v místě C



$$I_{xC} = I_{xB} + I_{xTC} + S_C \cdot y_{TC}^2 = 1\,312\,552 \text{ mm}^4 \quad (45)$$

Ohybový modul se rovná

$$W_{oC} = \frac{I_{xC}}{e_c} = 13\,125 \text{ mm}^3 \quad (46)$$

a ohybové napětí

$$\sigma_{oC} = \frac{M_o}{W_{oC}} = 1,870 \text{ N/mm}^2 \quad (47)$$

6.1.5 Zhodnocení ohybových napětí

Na stavbu vertikálního ramena a žeber jsem zvolil materiál 11 373, který má mez kluzu pro duté profily válcované za tepla $R_{eH} = 225 \text{ MPa}$. Koeficienty bezpečnosti vychází:

$$k_A = \frac{R_{eH}}{\sigma_{oA}} = 196,0 \quad (48)$$

$$k_B = \frac{R_{eH}}{\sigma_{oB}} = 240,6 \quad (49)$$

$$k_c = \frac{R_{eH}}{\sigma_{oc}} = 120,3 \quad (50)$$

Z výsledných koeficientů je patrná předimenzovanost konstrukce při pouhém ohybovém namáhání. Řešením je změna základního profilu. Protože z důvodů konstrukce lineárního vedení horizontálního ramene není možné zmenšit profil, zvolil bych menší tloušťku stěny z $t = 5 \text{ mm}$ na $t = 3 \text{ mm}$. Tímto řešením se odlehčí celá konstrukce a sníží její tuhost.

6.2 Kontrola svařence základny

Jako nezbytnou kontrolu pokládám pevnostní kontrolu svařence základny. Je to ve své podstatě trojnožka s trubkovitými nohami a svařený rám z uzavřených čtvercových trubek. Jákl má rozměry 35x35x4 a jeho velikost byla navržena tak, aby se do něj vlezlo ovládání pásové brzdy. Návrh nevycházel z pevnostní analýzy, proto jsem po konzultaci s vedoucím práce došel k závěru, že by se tento díl měl podrobit pevnostní kontrole. Navíc můj návrh významně oslabil nosníky podpírající rotační desku s kbelíkem v místě největšího namáhání a deformace.



Obrázek 32 Rám základny

Díl je geometricky složitý a případný analytický výpočet by byl komplikovaný. Proto jsem zvolil pro výpočet deformací metodu konečných prvků. Použil jsem program Abaqus 6.14 s licencí Teaching, kterou poskytuje univerzita pro studenty.

6.2.1 Návrh zatížení

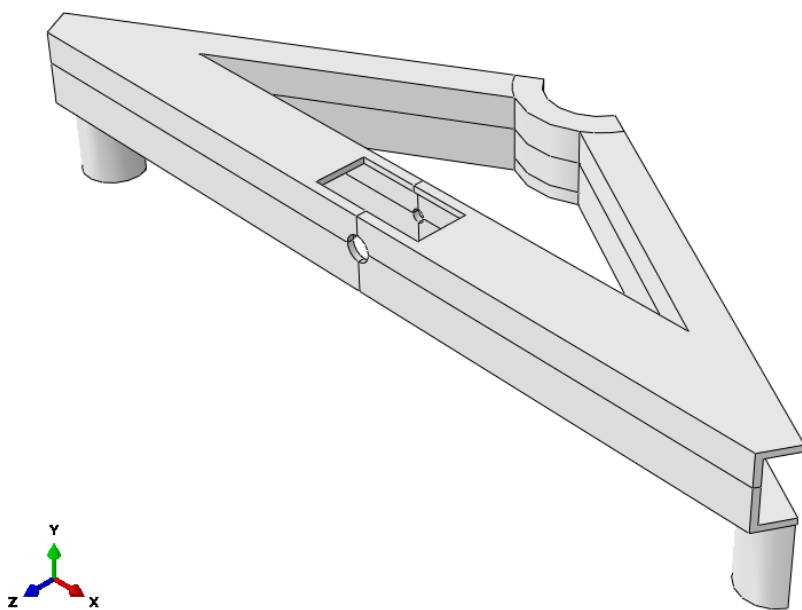
Zatížení celé podlahy je těžko definovatelné. Je nutné zohlednit, že rozložení média v kbelíku, nebude nikdy symetrické a také manipulace je

předem nedefinovatelná. Kbelík s míchaným médiem může dosahovat maximálně hmotnosti 45 kilogramů. Teoreticky by celé zatížení mohlo stát pouze na jedné straně a celou vahou zatěžovat jednu podpěru, takže po přičtení hmotnosti rotačního talíře pro kbelík, je zatěžovací hmotnost 50 kg. V reálném provozu se to pravděpodobně nestane, ale je to teoreticky nejhorší možný případ, který by mohl nastat při míchání

6.2.2 Zjednodušení dílu

Z dílu jsem vyjmul třetinu, která při rozvinutí 3x okolo osy y představuje celý díl. Z dílu jsem dodatečně vyjmul díry pro odvod vody z rámu a díry v centrálním válci, které drží víka ložisek. Tyto geometrické útvary pro výpočet znamenají usnadnění síťování, a přitom mají na výsledek zanedbatelný vliv. Díl v Abaqusu v sekci part je vyobrazen na obrázku.

Tato symetrická úprava zároveň způsobila symetrické zatížení, tudíž celá



Obrázek 33 Zjednodušený model rámu v prostředí Abaqus

konstrukce je rázem zatěžovaná silou 150 kilogramů rozdělenou do každého ramena stejně. Pro mě je nejdůležitější sledovat právě jedno rameno. To bude ostatními rameny neovlivněné.

6.2.3 Nastavení materiálu

Jako základní materiál ocelových profilů jsem navrhl nelegovanou ocel obvyklých vlastností vhodnou ke svařování pro ocelové konstrukce 11 373 s materiálovými vlastnostmi uvedenými v tabulce 2.

Tabulka 2 Mechanické vlastnosti oceli 11 373 [17]

Mechanické vlastnosti tyčí válcovaných za tepla			
Rozměr t, d [mm]	≤16	16-40	40-100
Mez kluzu R _{RH} [MPa] min	235	225	205
Mez pevnosti R _m [MPa]	340-470		
Tažnost A ₅ podél min	26	25	
Nárazová práce KV [J] min	27		
Modul pružnosti E [GPa]	206		

Z tabulky jsem vybral pouze sloupeček týkající se válcovaných tyčí za tepla. Do výpočtu jsem vložil hodnoty Youngova modulu pružnosti $E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ a Poissonovy konstanty $\mu = 0,3$. Hustotu jsem do výpočtu nevkládá, protože jsem výpočet nastavil jako statický a zanedbal jsem působení gravitace. [17]

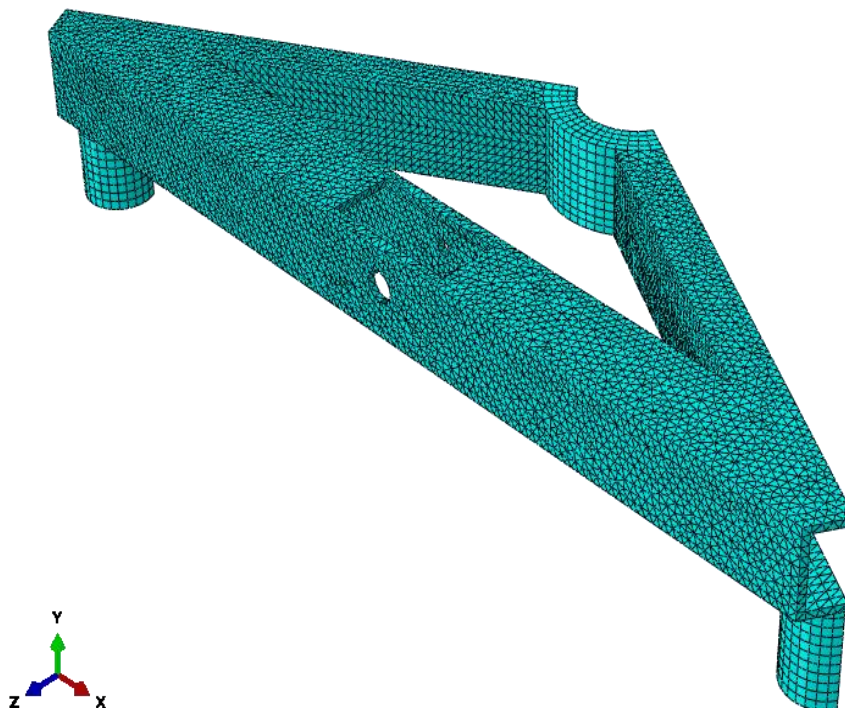
6.2.4 Nastavení simulace

Výpočet jsem nastavil na dva kroky (tzv. Step). Počáteční krok „Initial“ a následný krok „Step_1“. Druhý v pořadí je typu „Static, General“, neboli statický obecný, s počátečním přírůstkem 0,1, aby bylo zatížení iniciováno postupně. Statický výpočet jsem zvolil, protože talíř s kyblíkem se otáčí pomalu (20 – 30 ot./min.) a dynamické účinky budou zanedbatelné. [19]

Abych docílil co nejvěrohodnějšího výsledku, namodeloval jsem do výpočtu model rigidního povrchu, na který jsem postavil rám základny. Interakci jsem nastavil tak, že v normálovém směru je zakázán, jakýkoli průnik obou těles tzv. „Hard Contact“. V tečném směru jsem nastavil koeficient tření se součinitelem $\mu_t = 0,3$. [19]

Síla do rámu se přenáší přes osu kolečka do stojin čtvercového profilu. K simulování jsem vytvořil pouze jednu sílu distribuovanou funkcí „Coupling“ na půl válečky držící osu kolečka. Síla ($F_1 = 490,5 \text{ N}$) byla rovnoměrně rozložená do obou stojin profilu. K zajištění konvergence výpočtu, jsem zavazbil jeden bod konstrukce proti otočení. [19]

Sítování výsledného dílu jsem nastavil na globální velikost 3,5 a větší část dílů včetně zkoumaného nosníku má typ mřížky tetraedru. Dále jsem mřížce nastavil úplnou integraci, pro přesnější výpočet a „quadratic geometric order“. Výsledek sítování je na obrázku 34. [19]

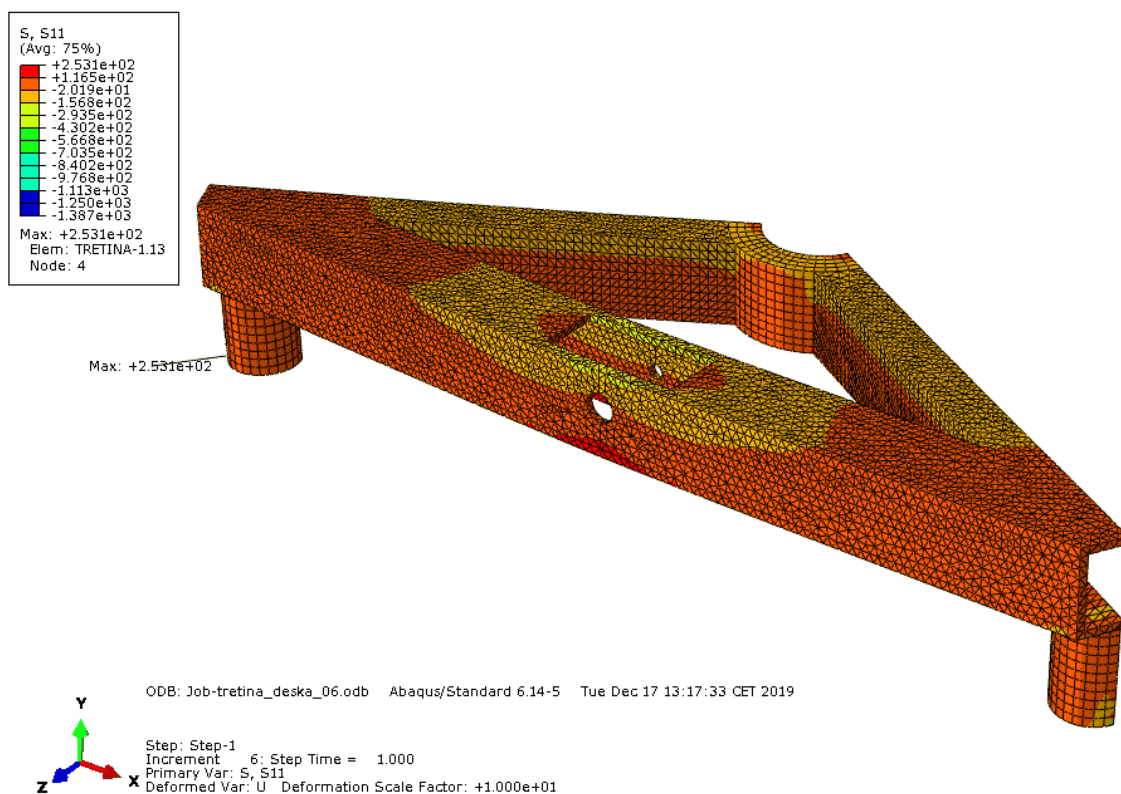


Obrázek 34 Vysítovaný díl k výpočtu

6.2.5 Výsledky simulace

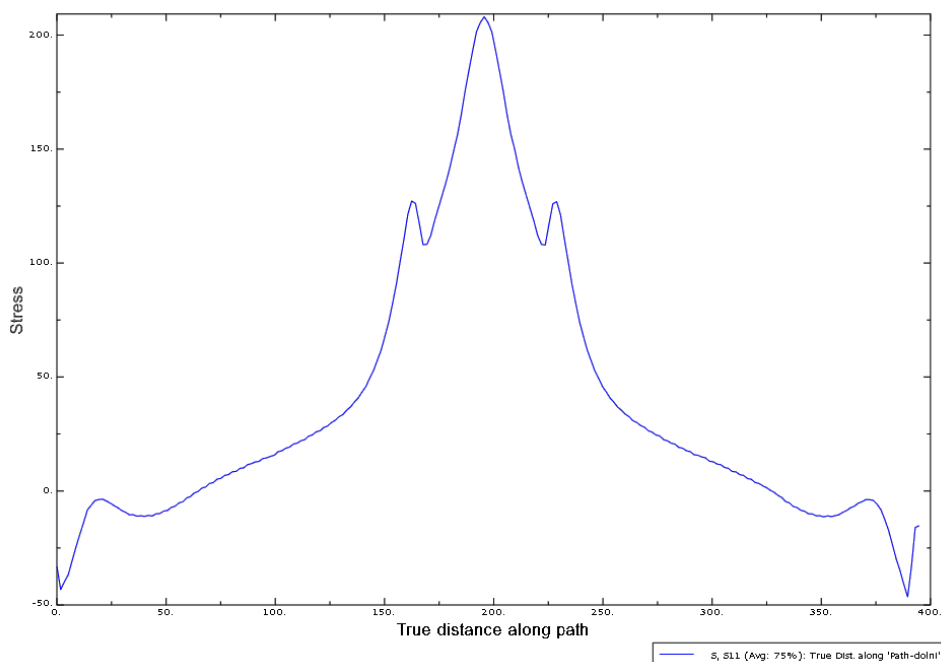
Nejprve jsem zkontroloval výsledek reakčních sil. Objevili se pouze v bodě, který držel plochu reprezentující povrch. Bod, který jsem zavazbil proti otočení konstrukce, nevykazuje žádné známky přenosu reakčních sil. Usuzuji, že odpovídá předpokladům a výsledek demonstruje chování modelu, který jsem si stanovil.

Pro pevnostní kontrolu nosníku, který drží rolny, jsou nejpodstatnější ohybová napětí. Napětí S11 je představitelem ohybového napětí (tahu a tlaku) v průřezu profilu podlahy. Bohužel nám v simulaci mimo nosník vzniklo napětí vyšší a není možné názorně demonstrovat napětí v oblasti nosníku. Při detailním pohledu je možné si všimnout změny odstínu na horní a dolní hraně



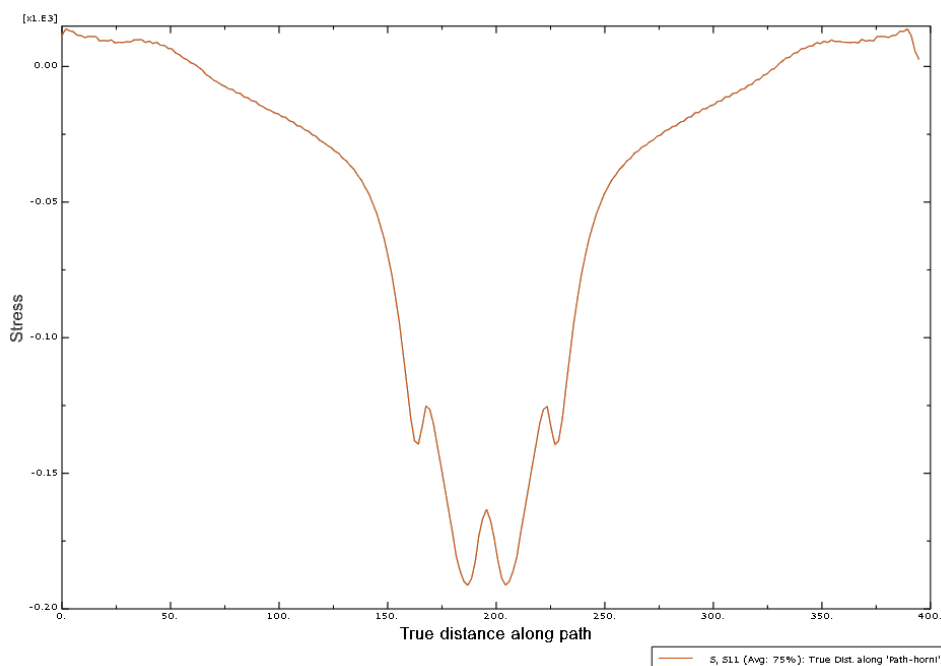
Obrázek 35 Výsledek simulace rámu, zobrazení napětí S11

profilu, ale je to pouze nepatrná změna. Pro názornost jsem vytvořil grafy, které jasně demonstrují průběh napětí na horní a dolní hraně profilu. Graf 3 popisuje průběh napětí po délce horní hrany a Graf 2 průběh napětí po hraně dolní.



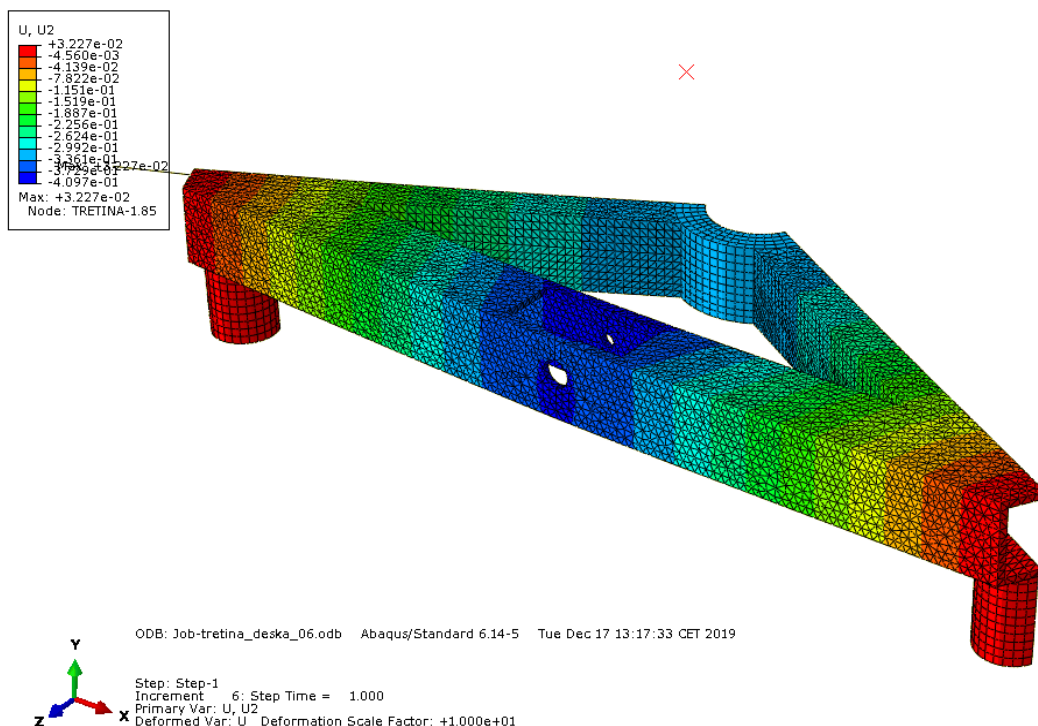
Graf 2 Ohybové napětí S11 na dolní hraně nosníku

Grafy mají nejlepší výpovědní hodnotu ve střední oblasti, protože na krajních oblastech grafu byl výsledek ovlivněn ostatní geometrií. Dva píky, které jsou po stranách maximální hodnoty, jsou způsobeny vrubem od vyříznuté části pro rolnu. Napětí v dolní hraně se až do svého středu, chová podle teorie ukázkově, ale v horní hraně má překvapivě dvě absolutní minima symetricky vzdálena. To je způsobeno vlivem vrubu od díry pro osu rolny. Část napětí se koncentrovala do nižšího bodu než do hrany profilu.



Graf 3 Ohybové napětí S11 na horní hraně nosníku

Vyjděme z toho, že maximální ohybové napětí je podle grafu $\sigma_o = 215 \text{ N/mm}^2$, pro mnou navržený materiál vychází bezpečnostní koeficient porovnáváný s mezí kluzu



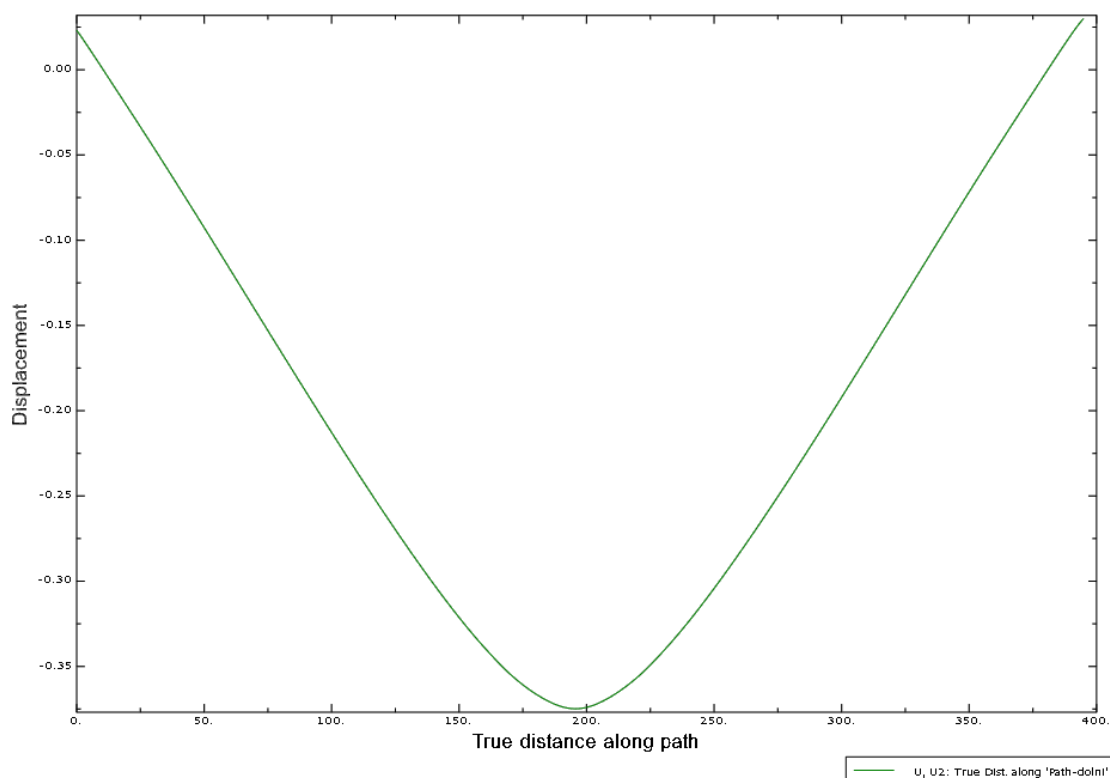
Obrázek 36 Výsledek simulace rámu, zobrazení posuvu ve směru y U2

$$k = \frac{R_{rH}}{\sigma_o} = \frac{225}{215} = 1,046.$$

To znamená, že by se v nosníku objevily plastické deformace. Nesmíme, ale zapomenout na to, že k tomu dojde při zatížení 50 kg nad jedním ramenem, což je extrémní a téměř nepravděpodobná varianta.

Dále pro představu, jak se nosník pod zatížením deformuje, jsem vynesl graf 4 pro posuv v ose Y, který reprezentuje průhyb nosníku. Jeho maximální hodnota dosáhla

$$u_2 = 0,03227 \text{ mm}.$$



Graf 4 Posuv ve směru osy 2 na dolní hraně nosníku

6.2.6 Zhodnocení výsledku simulace zatížení rámu

Z výsledků můžeme usoudit, že fyzikální představa byla dodržena a výpočet byl podle zadání správně nastaven. Dospěli jsme k maximálním hodnotám ohybového napětí v oslabené části profilu při souměrném zatížení 150 kilogramů (50 kg na každý nosník). Zatížení by v reálné součásti nepřesáhlo hranici meze kluzu materiálu 11 373. Z výsledků usuzuji, že pracovní zátěž konstrukce vydrží. Přesto bych v rámci bezpečnosti oblast rolny vyztužil. Při prohnutí nosníku a rolny, by totiž mohlo dojít k tomu, že by talíř nebyl podpírán rolnami ale pouze radiálním ložiskem ve středu. Radiální ložisko není pro přenos axiální síly uzpůsobené a mohlo by se poškodit.

6.3 Kontrola napínacího šroubu

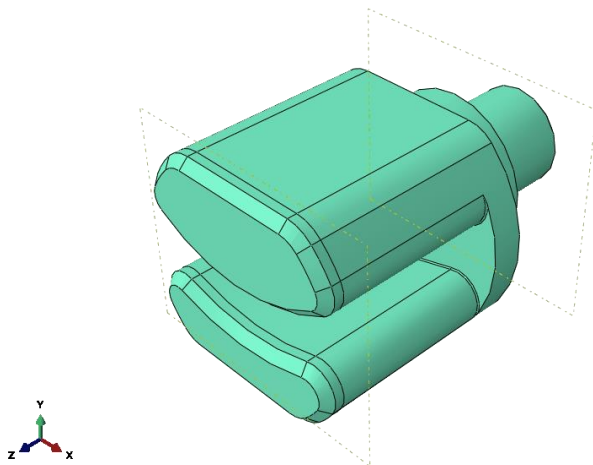
Další díl, který jsem podrobil kontrole metodou konečných prvků, byl napínací šroub přidržující řemen. V soustavě brzdy jde o velmi podstatný prvek. Jeho geometrii jsem vytvořil tak, aby bylo možné snadno vyměnit řemen, a přitom se skládal pouze z jednoho dílu a jednoho pojistného šroubu. Detailnější popis funkce konstrukce je v kapitole 5. Návrh stojanu míchadla.

6.3.1 Návrh zatížení

Šroub je zatěžován silami od předpětí v řemeni, které dosahuje nejvyšších hodnot při maximálním brzděném účinku. Hodnoty sil N a N' při

maximálním brzdění jsem stanovil v kapitole 5.3.1 Analýza třecího mechanismu.

Část šroubu je navíc zatěžován i vnitřními od pojištění řemene proti prokluzu. Prokluz je pojištěn stavěcím šroubem a v částech, které doléhají na řemen vytváření ohybové napětí. Tyto síly jsem nenavrhol a ve výpočtu jsem je zanedbal.



Obrázek 37 Díl šroubu v prostředí Abaqus

6.3.2 Zjednodušení dílu

Díl jsem oproti návrhu nijak neupravoval a nezjednodušoval. Model neobsahoval drážku za závitem a závit také nebyl v modelu zohledněn a plocha byla tvořena válcem odpovídající jmenovitému rozměru závitu.

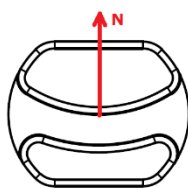
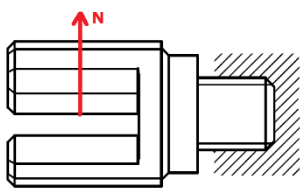
6.3.3 Nastavení materiálu

Materiál jsem nastavil identicky jako pro rám základny v podkapitole 6.2.3 Nastavení materiálu. [17]

6.3.4 Nastavení simulace

Výpočet jsem nastavil na dva kroky (tzv. Step). Počáteční krok „Initial“ a následný krok „Step_1“. Druhý v pořadí je typu „Static, General“, neboli statický obecný. [19]

Díl jsem pevně zavazbil válcovou plochou závitu ve všech osách posuvu i rotace. Protože šroub kvůli natočení není plně zašroubován, zavazbenou válcovou plochu jsem odsadil o osazení, které odpovídá stoupání závitu a je teoreticky nejvyšší možné. Simulovaný výpočet jsem zobrazuji na obrázku. [19]



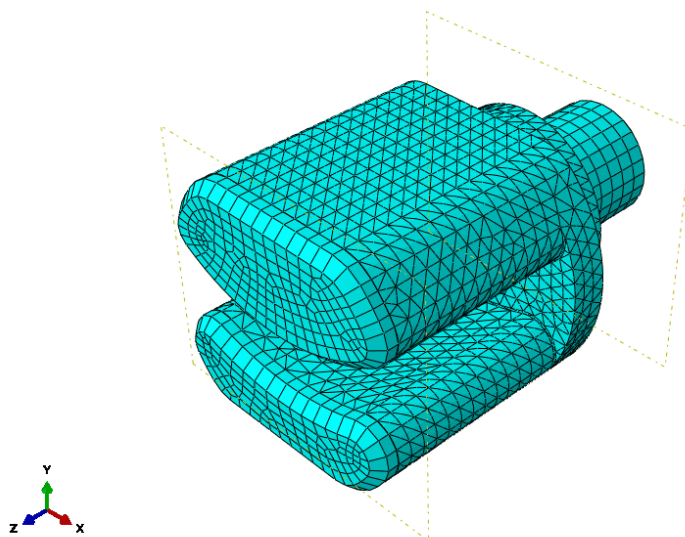
Obrázek 38 Ilustrace síly a vazby šroubu

Sílu jsem rovnoměrně rozložil na válcovou plochu, o kterou se opírá řemen, pomocí funkce „Coupling“. To simuluje její polohu ve středu řemene.

Do výpočtu jsem vložil pouze

sílu napínací ($N = 759,03 \text{ N}$). Sílu N' jsem do výpočtu nezahrnul, protože nabývá pouze třetinové hodnoty síly N a navíc jsem chtěl zjistit, které místo je nejvíce zatěžované. Podezřelá jsou dvě místa: místo konce zašroubování závitu a místo paty plochy držící řemen. Síla N' [19]

Síťování dílu napínacího šroubu jsem nastavil na globální velikost 0,5 a větší část dílů včetně zkoumaného nosníku má typ mřížky tetraedru. Dále jsem mřížce nastavil úplnou integraci, pro přesnější výpočet a „quadratic geometric order“. Výsledek síťování je na obrázku. [19]

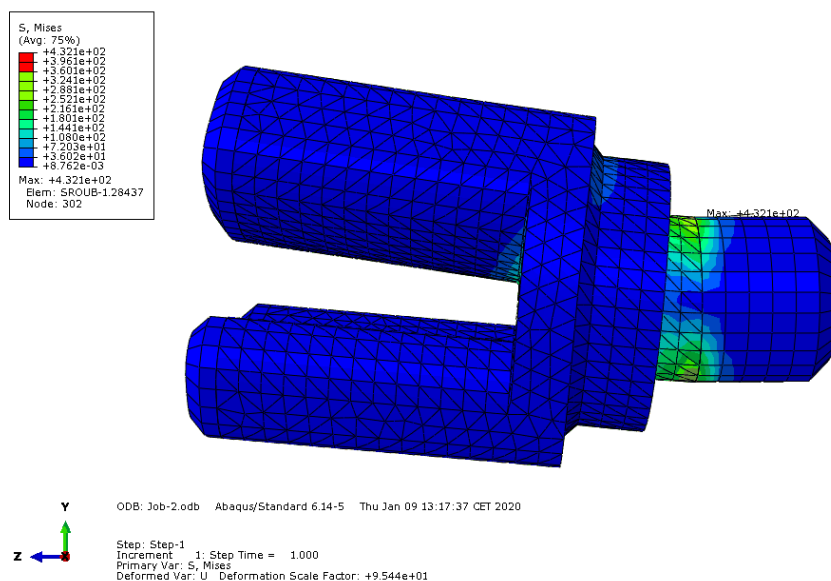


Obrázek 39 Síťovaný díl

6.3.5 Výsledky a zhodnocení simulace

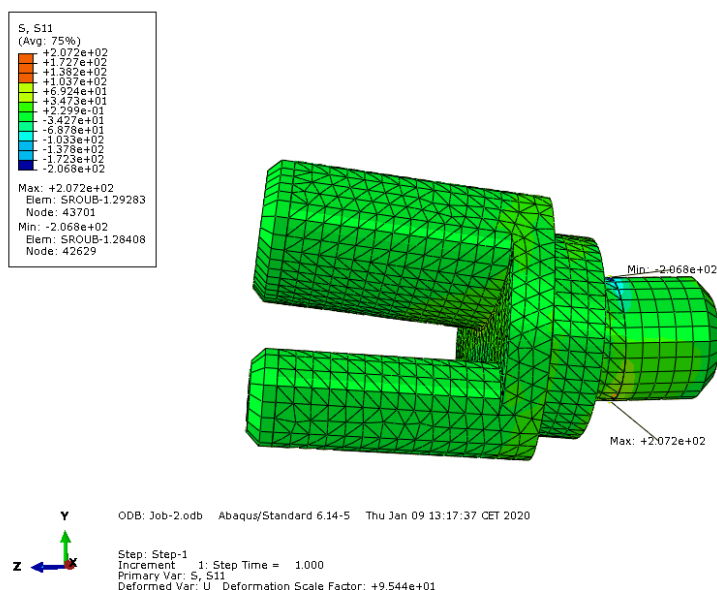
Z grafických výsledků simulace je možné dojít k závěru, že nejnamáhanějším místem dílu je konec zašroubování. Je to vidět na grafickém zobrazení. Při porovnání hodnot napětí, které Abaqus nazývá Mises, zohledňují obecnou napjatost v daném místě. Je dobře vidět, že oblast závitu je mnohokrát více namáhána než pata plochy přidržující řemen. Je to způsobeno dvěma důvody. Zaprvé oblast je zatěžována menším momentem,

který dosahuje maxima v místě konce závitu. Za druhé je závit otláčován od reakční síly.



Obrázek 40 Zobrazení výsledku simulace šroubu, S Mises

V případě porovnání pouze ohybových sil není rozdíl tak markantní. Přesto místo u závitu vykazuje největší ohybové napětí.



Obrázek 41 Zobrazení výsledku simulace šroubu, S11

Výsledné napětí podle teorie HMH vyšlo $\sigma_{MAX}^{HMH} = 432 \text{ N/mm}^2$ a ohybové napětí $\sigma_{oMAX} = 207 \text{ N/mm}^2$. Při předpokladu, že součást byla vyrobena z tyče za tepla tažené 11 373 s mezí kluzu $R_{eH} = 225 \text{ N/mm}^2$, docházím k závěru, že součást by nebyla schopna vydržet zatížení bez vzniku trvalých deformací při maximálním navrženém brzděném účinku. Součást pro simulaci byla navíc opatřena větším průřezem, než ve skutečnosti disponuje. V případě

skutečného dílu se závitem by válec dříku šroubu měl o milimetr menší průměr a drážku za závitem.

Po zohlednění výsledku analýzy navrhuji následující. Zvětšit část přidržující řemen a snížit tak její maximální napětí v patě. Změnu zkontrolovat separátně od zbytku šroubu metodou konečných prvků s přidáním síly N' . Tvar bych upravoval tak dlouho dokud bych nedocílil hodnoty bezpečnostního koeficientu k mezi kluzu 1,5.

Zbytek šroubu bych nadimenzoval analytickou metodou. Sledoval bych místo otláčované, kde bych zohlednil k tahu také otláčení. Znovu bych ho porovnával s mezí kluzu a výsledný koeficient bezpečnosti alespoň 1,5.

S ohledem na funkčnost bych zvážil užití závitu jako pojištění v konzolu pro šroub. Pro přesnější předpověď polohy by bylo lepší zvolit hranatý tvar dříku a pojištěný kolíkem. Může se tím zajistit lepší rozložení reakčních sil.

7. Zhodnocení návrhu

Ještě před závěrem bych chtěl zmínit nedostatky konstrukce a případné možnosti vylepšení a úprav, které by bylo vhodné provést ještě před výrobou prvního prototypu stojanu. Namísto je odlehčení celkové konstrukce, aby se její hmotnost pohybovala okolo 30 kilogramů a byla únosná i pro jednu osobu. Můj návrh disponuje hmotností 36,6 kilogramů včetně talíře, který se přesunuje zvlášť.

Zásadní změnou je změna profilu vertikálního ramena. To jsem pevnostně kontroloval a počítal na ohyb od tíhy pohyblivých částí. Výsledky přímo vedou k použití stejného profilu s menší tloušťkou stěny. Zároveň se tak docílí rozšíření prostoru pro lineární vedení a mohlo by to zajistit jeho větší robustnost.

Dalším pevnostním poznatkem bylo, že konstrukce základny je na hranici svých pevnostních možností při okrajovém pracovním zatížení. Protože není zohledněno nedbalé zacházení pracovníky obsluhy, raději bych oslabenou část základy dodatečně vyztužil.

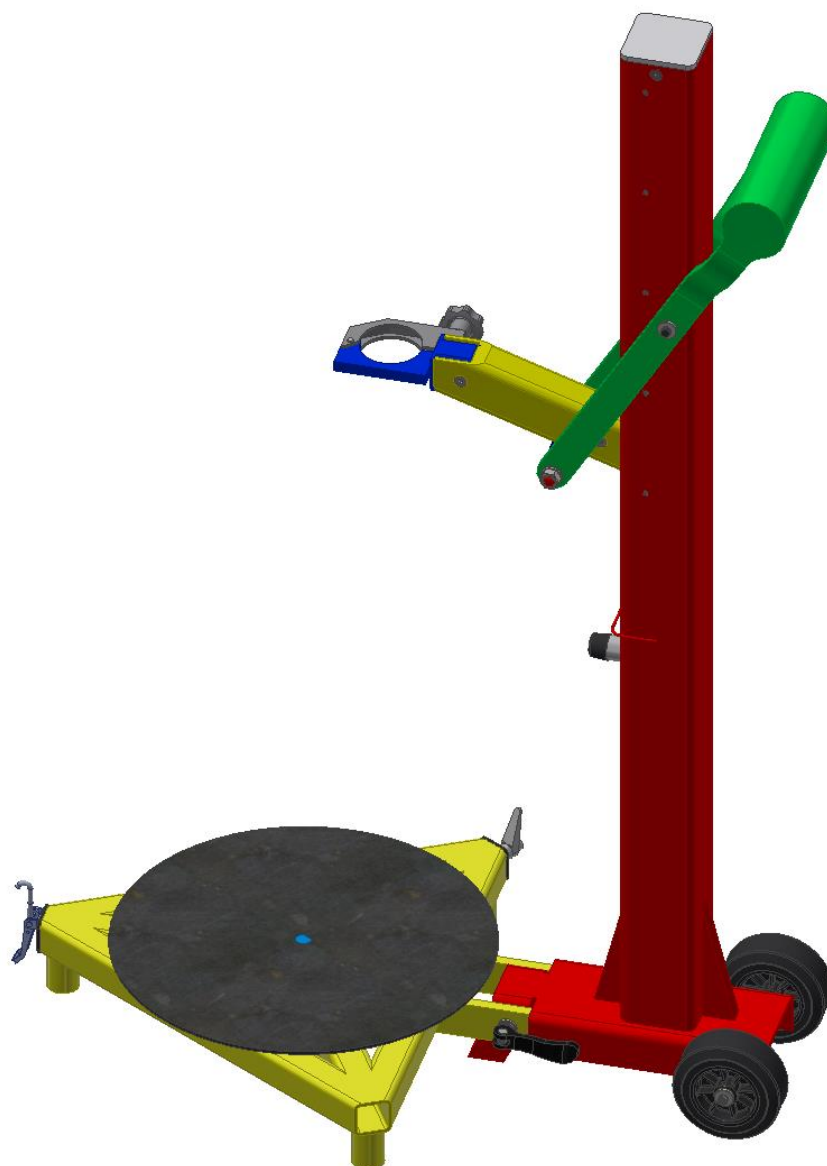
Vertikální rameno bylo navrženo tak, aby jeho sklon od kolmice k horizontálnímu ramenu zajišťoval vyšší zdvih při použití kratšího ramena ovládání. Technicky je tato konstrukce zajímavá a účinná, ale výrobu by výrazně prodražila. Proto bych horizontální rameno překonstruoval do

vodorovného směru a pro zachování zdvihu bych prodloužil rameno ovládání. Systém zajištění horní polohy zdvihu by si také zasloužil pozornost. Obsluha musí volnou rukou zasunout kolík do otvoru nejen vertikálního ramena, ale také platformy lineárního vedení, což by mohlo vyžadovat zvýšenou pozornost a zručnost. Vyřešil by to automatický západkový systém s pružinkou, který by při dosažení určité výšky zamezil opětovnému poklesu. Při spouštění horizontálního ramene by obsluha jen jednou rukou uvolnila západku a konzola s ramenem by došla do spodní úvrati.

Poslední úpravou, kterou chci zmínit, je zajištění stojanu v rozloženém stavu. Návrh počítá s pojištěním na principu třecí síly, která se vytvoří po zvýšení předpětí z excentrické páky. Tento systém by nemusel být po celou dobu životnosti spolehlivý, proto bych jej nahradil dvěma čepy, které by zajišťovaly sklopení celé konstrukce stojanu. Před sklopením by se jeden vždy vysunul a umožnil by tak složení stojanu.

8. Závěr

Moje práce představuje první návrh stojanu pro vřetenové míchadlo. Je to verze, která naznačuje určité nedostatky ještě před vyrobením prvního prototypu. Navrhl jsem i pásovou brzdu pro řízení otáčení desky s kbelíkem. Návrh je v takové fázi, že by bylo vhodné vyrobit první funkční prototyp a otestovat jeho funkčnost. Nejprve bych navrhoval vyrobit část, a to konkrétně základnu s brzdovým systémem. Pokud by výsledky testování byly uspokojivé, pak bych dokončil úpravy na vertikálním a horizontálním rameni a vyrobit i zbylou část. Po celkovém otestování, bych navrhoval prototyp vyžít přímo na pracovišti a po dobu jednoho roku sledovat jeho chování a případné nedostatky.



Obrázek 42 Návrh stojanu míchadla

Při vytváření návrhu mi zabralo poměrně hodně času si uvědomit, že nevytvářím finální produkt, ale pouze koncept. Neustále jsem se vracel k drobnostem, které by bylo možné doladit, až v průběhu dalšího vývoje. Nedostatky současného stavu jsem zhodnotil v kapitole 7. Zhodnocení návrhu. Hodnocení je založeno na mých poznatcích z kontrolních výpočtů a připomínkách vedoucího práce a konzultanta v podobě mého otce, který byl i inspirací pro mou práci.

Seznam použitých symbolů

e	[mm]	osová vzdálenost
D	[mm]	průměr řemenice
γ	[°]	úhel neopásaný řemenicí
δ	[°]	úhel při vrcholu šroubu
l'	[mm]	volná délka řemenu
$l_{\text{orientační}}$	[mm]	orientační délka řemene
$s_{\text{ř}}$	[mm]	tloušťka řemene
$l_{\text{ř}}$	[mm]	šířka řemene
E_o	[N/mm ²]	ohybový modul koženého plochého řemene
$\sigma_{D\text{ř}}$	[N/mm ²]	dovolené napětí koženého plochého řemene
$\sigma_{T\text{ř}}$	[N/mm ²]	tahové napětí v řemeni
$\sigma_{o\text{ř}d}$	[N/mm ²]	ohybové napětí při šroubu
$\sigma_{o\text{ř}D}$	[N/mm ²]	ohybové napětí při řemenici
$\sigma_{\text{ř}d\text{max}}$	[N/mm ²]	maximální napětí při šroubu
$\sigma_{\text{ř}D\text{max}}$	[N/mm ²]	maximální napětí při řemenici
P_M	[W]	příkon míchadla
n_{min}	[ot/min]	minimální otáčky míchadla
ω	[rad/s]	úhlová rychlost
M_M	[Nm]	moment vzniklý mícháním
M_{max}	[Nm]	maximální moment míchadla
M_M	[Nm]	moment vzniklý mícháním
C_1	[N]	síla v řemenu
C_2	[N]	síla v řemenu
R_x	[N]	síla působící na osu řemenice ve směru x
R_y	[N]	síla působící na osu řemenice ve směru y
N	[N]	síla na osu šroubu ve směru y, napínací síla
N'	[N]	síla na osu šroubu ve směru x, napínací síla
μ	[–]	koeficient tření ocel-kůže
d	[mm]	průměr křivosti plochy na šroubu
L_v	[mm]	výpočtová délka řemene

M_B	$[Nm]$	brzdňý moment pásové brzdy
P_h	$[mm]$	stoupání závitu
R	$[N/mm]$	tuhost pružiny
φ	$[rad]$	otočení kliky ovládání
K	$[-]$	koeficient lineární interpolace závislosti M_B na N
F	$[N]$	síla na zdvih
G_1	$[N]$	tíhová síla míchadla
G_2	$[N]$	tíhová síla ramena
l_1	$[mm]$	délka ramene ovládání (strana madla)
l_2	$[mm]$	délka ramene ovládání (strana rolny)
α	$[^\circ]$	úhel natočení
g_1	$[mm]$	poloha těžiště míchadla
g_2	$[mm]$	poloha těžiště horního ramene
m_M	$[kg]$	hmotnost míchadla
g	$[m/s^2]$	tíhová síla míchadla
M_o	$[Nm]$	ohybový moment
t	$[mm]$	tloušťka profilu
a	$[mm]$	jmenovitý rozměr profilu
b	$[mm]$	šířka drážky
c	$[mm]$	výška žebra
f	$[mm]$	šířka žebra
I_{xA}	$[mm^4]$	kvadratický moment průřezu A k ose x
I_{xB}	$[mm^4]$	kvadratický moment průřezu B k ose x
I_{xC}	$[mm^4]$	kvadratický moment průřezu C k ose x
y_{TA}	$[mm]$	poloha těžiště průřezu A od počátku soustavy souřadnic
y_{t1}	$[mm]$	poloha těžiště plochy A1 od neutrální osy průřezu A
y_{t2}	$[mm]$	poloha těžiště plochy A1 od neutrální osy průřezu A
y_{t3}	$[mm]$	poloha těžiště plochy A1 od neutrální osy průřezu A
y_{tC}	$[mm]$	poloha těžiště plochy žebra od neutrální osy Průřezu C

S_{A1}	$[mm^2]$	obsah plochy průřezu A1
S_{A2}	$[mm^2]$	obsah plochy průřezu A2
S_{A3}	$[mm^2]$	obsah plochy průřezu A3
S_C	$[mm^2]$	obsah plochy průřezu C
e_A	$[mm]$	poloha nejvzdálenějšího bodu průřezu A od neutrální osy
e_B	$[mm]$	poloha nejvzdálenějšího bodu průřezu B od neutrální osy
e_A	$[mm]$	poloha nejvzdálenějšího bodu průřezu C od neutrální osy
W_{oA}	$[mm^3]$	ohybový modul průřezu A
W_{oB}	$[mm^3]$	ohybový modul průřezu B
W_{oC}	$[mm^3]$	ohybový modul průřezu C
σ_{oA}	$[N/mm^2]$	nejvyšší ohybové napětí průřezu A
σ_{oB}	$[N/mm^2]$	nejvyšší ohybové napětí průřezu B
σ_{oC}	$[N/mm^2]$	nejvyšší ohybové napětí průřezu C
R_{eH}	$[N/mm^2]$	mez kluzu oceli 11 373
k_A	$[-]$	koeficient bezpečnosti max. ohybového napětí k R_{eH} průřezu A
k_B	$[-]$	koeficient bezpečnosti max. ohybového napětí k R_{eH} průřezu B
k_C	$[-]$	koeficient bezpečnosti max. ohybového napětí k R_{eH} průřezu C
σ_{oN}	$[N/mm^2]$	nejvyšší ohybové napětí v nosníku
F_1	$[N]$	síla simulující nejvyšší zatížení rámu
k_N	$[-]$	koeficient bezpečnosti max. ohybového napětí k R_{eH} v nosníku
u_{2N}	$[mm]$	maximální hodnota průhybu nosníku
σ_{MAX}^{HMH}	$[N/mm^2]$	napětí podle hypotézy HMH ve šroubu
σ_{oMAX}	$[N/mm^2]$	ohybové napětí ve šroubu

Seznam použitých zdrojů

- [1] DOUDA, Pavel, Tomáš HEPNER a Josef KOLÁŘ. *Pozemní dopravní prostředky*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1996. ISBN 80-01-01475-4.
- [2] LEINVEBER, Jíří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 5. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [3] BOLEK, Alfred a et.al. *Části strojů 2. svazek*. 5. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-03-00426-8.
- [4] VALÁŠEK, Michael a et.al. *Mechanika A*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02890-9.
- [5] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: Mechanické převody*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999. ISBN 80-01-01934-9.
- [6] JANČÍK, Luděk a Jiří ZÝMA. *Části a mechanismy strojů: Bakalářské studium*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1996. ISBN 80-01-01422-3.
- [7] ČSN 79 4301. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1981.
- [8] GURYČA, Richard. Míchačky a míchadla. *Chatař-chalupář* [online]. [cit. 2020-01-06]. Dostupné z: <https://www.chatar-chalupar.cz/michacky-a-michadla/>
- [9] ZHANG, Michelle. Difference Between Mortar Mixers and Drum Cement Mixers. *Forest West* [online]. [cit. 2020-01-08]. Dostupné z: <https://www.forestwest.com.au/news-events/news/difference-between-mortar-mixers-and-drum-cement-mixers>
- [10] REKO s.r.o. [online]. [cit. 2020-01-09]. Dostupné z: <https://www.reko-sro.cz/tabulka-hnacich-remenu.htm>
- [11] TŮMA, Jan. Míchače a míchací stojany. *ABS-portál* [online]. Jaga Media, 2.12.2009 [cit. 2020-01-12]. Dostupné z: <https://www.asb-portal.cz/stavebnictvi/stavebni-technika/michace-amichaci-stojany>
- [12] FESTOOL GMBH. [online]. Návod na obsluhu MX 1600/2 EQ DUO. [cit. 2020-01-06]. 2019. Dostupné také z: <https://www.festool.cz/produkty/m%C3%ADch%C3%A1n%C3%AD/m%C3%ADchadla/769236---mx-16002-eq-duo-double>
- [13] FESTOOL GMBH. [online]. Návod na obsluhu MX 1600/2E EF HS3R. [cit. 2020-01-06]. 2019. Dostupné také

- z<https://www.festool.cz/produkty/m%C3%ADch%C3%A1n%C3%AD/m%C3%ADchadla/768009---mx-16002-e-ef-hs3r#/>
- [14] FESTOOL GMBH. [online]. *Návod na obsluhu MS 57*. [vid. 9.9.2020]. 2019. Dostupné také z: <https://www.festool.cz/p%C5%99%C3%ADslu%C5%A1enstv%C3%AD/769039---ms-57#/>
- [15] *ERGELIT GmbH. Technical sheet Ergelit - superfix 35 F*. 2012
- [16] *Betonářská technika CIFA* [online]. [cit. 2020-01-06]. Dostupné z: <https://www.cifa.cz/>
- [17] *Technický list: Nelegovaná ocel obvyklých vlastností vhodná ke svařování pro ocelové konstrukce*. Techportál [online]. 1997 [cit. 2020-01-06]. Dostupné z: https://www.techportal.cz/searchcontent.phtml?getFile=2AXR_TUAMiBFGAgUc6BzY5pKR4a_RmSdJyeRJhvvhWt6GT3USXlrODF32bS3UUhLT_peBZxsdEI75N8MGgz73w
- [18] *Technické parametry: Pružiny z drátů d=3,0-4,5 mm* [online]. [cit. 2020-01-06]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/pruziny-tlacne-pruziny-162/tlacne-pruziny-z-pruzinove-oceli.html>
- [19] KUŽELKA, Jiří. Cvičení z předmětu MKP0. 2019
- [20] FESTOOL GMBH. Míchací stojan MS 57. [obrázek].FESTOOL CZ s.r.o. [online]. Dostupné z: <https://www.festool.cz/p%C5%99%C3%ADslu%C5%A1enstv%C3%AD/769039---ms-57#P%C5%99ehled>
- [21] FESTOOL GMBH. Míchadlo MX 1600/2 EQ DUO DOUBLE. [obrázek].FESTOOL CZ s.r.o. [online]. Dostupné z: <https://www.festool.cz/produkty/m%C3%ADch%C3%A1n%C3%AD/m%C3%ADchadla/769236---mx-16002-eq-duo-double#P%C5%99ehled>
- [22] FESTOOL GMBH. Míchadlo MX 1600/2 E EF HS3R. [obrázek].FESTOOL CZ s.r.o. [online]. Dostupné z: <https://www.festool.cz/produkty/m%C3%ADch%C3%A1n%C3%AD/m%C3%ADchadla/768009---mx-16002-e-ef-hs3r#P%C5%99ehled>

- [23] CIFA S.a.P.. Domíchávač CIFA SL 15 [obrázek]. Betonářská technika CIFA [online]. Dostupné z: <https://www.cifa.cz/betonarska-technika/domichavace-betonu/>
- [24] DOUDA, Pavel. Pásová brzda. [obrázek]. Pozemní dopravní prostředky. [kniha].
- [25] DOUDA, Pavel. Bubnová brzda. [obrázek]. Pozemní dopravní prostředky. [kniha].
- [26] DOUDA, Pavel. Kotoučová brzda. [obrázek]. Pozemní dopravní prostředky. [kniha].
- [27] BOLEK, Alfred. Tvary profilů řemenů. [obrázek]. Části strojů 2. svazek. 5. [kniha].
- [28] BOLEK, Alfred. Typy klínových řemenů. [obrázek]. Části strojů 2. svazek. 5. [kniha].
- [29] BOLEK, Alfred. Ozubené řemeny. [obrázek]. Části strojů 2. svazek. 5. [kniha].
- [30] BOLEK, Alfred. Drážkovaný řemen. [obrázek]. Části strojů 2. svazek. 5. [kniha].
- [31] BOLEK, Alfred. Tvary řemenic plochých řemenů. [obrázek]. Části strojů 2. svazek. 5. [kniha].
- [32] BOLEK, Alfred. Tvary řemenic klínových řemenů. [obrázek]. Části strojů 2. svazek. 5. [kniha].

Seznam obrázků

Obrázek 1: Stojan FESTOOL [20]	8
Obrázek 2: Míchadlo MX 1600/2 EQ DUO a MX 1600 E EF HS3R [21,22]	8
Obrázek 3 Domíchávač CIFA [23]	9
Obrázek 4 Pásová brzda [24]	11
Obrázek 5 Bubnová brzda [25]	12
Obrázek 6 Kotoučová brzda [26]	13
Obrázek 7 Tvary profilů řemenu [27]	13
Obrázek 8 Typy klínových řemenů [28]	15
Obrázek 9 Ozubené řemeny [29]	15
Obrázek 10 Drážkový řemen [30]	16
Obrázek 11 Tvary řemenic plochých řemenů [31]	16
Obrázek 12 Řemenice pro klínové řemeny [32]	17
Obrázek 13 Rám základny	19
Obrázek 14 Řez náboje rámu	20
Obrázek 15 Řez podpěrného kolečka	20
Obrázek 16 Řez sestavené základny	21
Obrázek 17 Složený stojan	22
Obrázek 18 Skica brzdy	23
Obrázek 19 Mechanická soustava	24
Obrázek 20 Uvolnění řemenice	25
Obrázek 21 Uvolnění šroubu	25
Obrázek 22 Soustava řemenice řemen šroub	27
Obrázek 23 Průřez řemene	28
Obrázek 24 Schéma ovládání napínací síly	29
Obrázek 25 Schéma pružiny a jejích veličin [18]	30
Obrázek 26 Schéma pákového mechanismu	31
Obrázek 27 Schéma vertikálního ramene	33
Obrázek 28 Zjednodušené schéma profilu A	35
Obrázek 29 Průřez profilu v místě A	35
Obrázek 30 Průřez profilu v místě B	36
Obrázek 31 Průřez profilu v místě C	37
Obrázek 32 Rám základny	38
Obrázek 33 Zjednodušený model rámu v prostředí Abaqus	39

Obrázek 34 Vysíťovaný díl k výpočtu	41
Obrázek 35 Výsledek simulace rámu, zobrazení napětí S11	42
Obrázek 36 Výsledek simulace rámu, zobrazení posuvu ve směru y U2....	44
Obrázek 37 Díl šroubu v prostředí Abaqus	46
Obrázek 38 Ilustrace síly a vazby šroubu	47
Obrázek 39 Síťovaný díl	47
Obrázek 40 Zobrazení výsledku simulace šroubu, S Mises	48
Obrázek 41 Zobrazení výsledku simulace šroubu, S11	48
Obrázek 42 Návrh stojanu míchadla	51

Seznam grafů

Graf 1 Průběh síly F	32
Graf 2 Ohybové napětí S11 na dolní hraně nosníku.....	43
Graf 3 Ohybové napětí S11 na horní hraně nosníku	43
Graf 4 Posuv ve směru osy 2 na dolní hraně nosníku	45

Seznam tabulek

Tabulka 1 Parametry zvolené pružiny [18]	30
Tabulka 2 Mechanické vlastnosti oceli 11 373 [17]	40

Seznam příloh

Výkres	1029-1-0000-STOJAN
Kusovník	1029-1-0000K-STOJAN
Výkres	1029-1-0001-ZÁKLADNA
Kusovník	1029-1-0001K-ZÁKLADNA
Výkres	1029-1-0002-VĚŽ
Kusovník	1029-1-0002K-VĚŽ
Výkres	1029-1-0103-ZÁKLADNA
Kusovník	1029-1-0103K-ZÁKLADNA
Výkres	1029-1-0204-PÁKA
Kusovník	1029-1-0204K-PÁKA
Výkres	1029-1-0205-RAMENO

Kusovník	1029-1-0205K-RAMENO
Výkres	1029-1-0506-ROLNA
Kusovník	1029-1-0506K-ROLNA